

UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE
Faculté de génie
Département de génie mécanique

Identification et hiérarchisation des sources et chemins de transfert vibro-acoustiques d'un véhicule récréatif

Mémoire de maîtrise
Spécialité : génie mécanique

Mathieu GAUTHIER

Sherbrooke (Québec) Canada

Août 2017

MEMBRES DU JURY

Noureddine ATALLA

Directeur

Alain BERRY

Évaluateur

Gaétan LECOURS

Évaluateur

RÉSUMÉ

Une méthode systématique permettant d'identifier et de hiérarchiser les sources sonores soit la méthode d'analyse des chemins de transfert en condition opérationnelle (OTPA) d'un véhicule récréatif a été investiguée. Elle a permis d'identifier et d'hiérarchiser les sources et les chemins de transfert dominants selon un critère de moyenne du niveau global avec pondération C des contributions sur tous les régimes d'opération. Des solutions basées sur les règles de l'art du domaine de la vibro-acoustique ont ensuite été appliquées sur ces sources et chemins de transfert dominants. Une validation expérimentale sur les composants individuels a été accomplie afin de quantifier le niveau d'amélioration. La mise en oeuvre de ces composants modifiés et installés sur le véhicule a permis de réduire de façon majeure le niveau sonore perçu pour le conducteur et le passager du véhicule en plus d'en augmenter la qualité subjective. Avec la même méthodologie, la hiérarchisation de ces sources a permis de confirmer la diminution importante du contenu fréquentiel en moyenne et haute fréquence. Cependant, le niveau global à l'opérateur n'a pas toujours diminué, conséquence d'une augmentation du niveau selon les ordres moteur 1 et 2. Cette hausse de niveau n'est toutefois pas perceptible pour l'utilisateur. Un indice amélioré, tenant compte non seulement du niveau sonore mais aussi de la « perception de qualité sonore » sur lequel la hiérarchisation des sources devrait reposer, doit être développé.

Mots-clés : OTPA, Sources, Chemins de transfert, Contributeurs

REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier tout d'abord M. Noureddine Atalla, mon directeur de recherche, qui, au cours de cette maîtrise m'a, entre autres, enseigné des notions avancées d'acoustique, notions dont il a une complète et profonde compréhension. Son implication dans les moments-clés pour prendre les décisions appropriées et ainsi orienter correctement le projet a contribué au succès de celui-ci.

Je voudrais aussi remercier M. Lecours, qui a proposé initialement ce projet de recherche.

Pour sa grande implication, son dévouement sans borne, ses explications convaincantes et son sens de l'humour, je me dois de remercier particulièrement M. Olivier Robin qui, par sa vaste expérience en recherche ainsi qu'en industrie et ses nombreuses connaissances dans le domaine de la vibro-acoustique, m'a énormément aidé tout au long de ce projet et a grandement contribué aux connaissances et compétences que j'ai acquises pendant cette année.

Je remercie aussi Maxime et Raphaël qui ont élaboré la stratégie de contrôle du régime moteur du véhicule. Je remercie toute l'équipe technique et des ateliers du CTA qui ont participé à l'instrumentation, au prototypage et aux essais, particulièrement Marc, qui, par ses suggestions posées et empreintes de tact, a contribué à la réussite du projet. Je remercie aussi Maxime qui a assuré la bonne coordination du projet et qui a mis tout en oeuvre pour faciliter le déroulement de ce projet au CTA.

Pour son aide précieuse lors des mesures en chambre réverbérante et aussi lors de l'instrumentation du véhicule, je remercie également M. Paul Gros, stagiaire.

Merci à Rémy et à Walid pour leurs précieux conseils.

Je tiens aussi à remercier particulièrement ma conjointe Marie-Andrée pour son important, constant et essentiel appui pendant ce retour aux études. Je remercie aussi de leur patience mes enfants Marianne, Laurent, Simon et Alice.

Je remercie aussi mes parents qui m'ont inculqué, notamment, le goût de l'apprentissage ainsi que la notion du travail bien fait et qui m'ont apporté leur support durant la complétion de ce projet.

TABLE DES MATIÈRES

| | | |
|----------|--|-----------|
| 1 | Introduction | 1 |
| 1.1 | Problématique et question de recherche | 2 |
| 1.2 | Objectif général et objectifs spécifiques | 2 |
| 1.3 | Organisation du mémoire | 3 |
| 2 | État de l'art | 5 |
| 2.1 | Méthodes d'identification et de hiérarchisation des sources sonores | 5 |
| 2.1.1 | TPA classique | 6 |
| 2.1.2 | TPA basée sur les sous-composants | 10 |
| 2.1.3 | TPA basée sur la transmissibilité : OTPA | 11 |
| 2.1.4 | Applications de la TPA et de l'OTPA | 13 |
| 2.2 | Description du véhicule récréatif | 14 |
| 2.2.1 | Groupe motopropulseur | 14 |
| 2.2.2 | Habitacle | 19 |
| 2.2.3 | Cabine | 20 |
| 2.2.4 | Pneus | 21 |
| 3 | Mise en place de l'analyse des sources et chemins de transfert en condition opérationnelle | 23 |
| 3.1 | État des lieux : niveaux sonores pour le conducteur et le passager | 23 |
| 3.2 | Mesures opérationnelles | 28 |
| 3.2.1 | Instrumentation | 28 |
| 3.2.2 | Conditions d'essais | 29 |
| 3.2.3 | Niveaux sonores globaux au conducteur, effet de la pondération | 32 |
| 3.3 | Méthodologie d'analyse OTPA | 35 |
| 3.3.1 | Organisation des matrices des indicateurs de source \mathbf{U}_4 et des récepteurs \mathbf{U}_3 | 35 |
| 3.3.2 | Calcul de la matrice de transmissibilité par la décomposition en valeurs singulières | 36 |
| 3.3.3 | Calcul des contributions des indicateurs de sources | 36 |
| 3.3.4 | Pondération des réponses et des contributions | 37 |
| 3.3.5 | Comparaison des réponses mesurées et synthétisées | 37 |
| 3.4 | Hiérarchisation des sources | 38 |
| 3.4.1 | Sources dominantes pour les autres configurations de véhicule | 41 |
| 3.4.2 | Interprétation qualitative de la hiérarchisation obtenue | 42 |
| 3.5 | Sensibilité des fonctions de transfert à une modification virtuelle de la réponse | 50 |
| 4 | Solutions appliquées sur les sources et chemins de transfert dominants visant la réduction du niveau sonore | 53 |
| 4.1 | Parois A, B, H et K | 53 |
| 4.1.1 | Analyse modale expérimentale des parois A et B | 57 |

| | | |
|----------|--|-----------|
| 4.1.2 | Caractérisation des parois A, B, H, K, G et des couches amortissantes | 59 |
| 4.1.3 | Mobilité du plancher et des plaques protectrices modifiées | 62 |
| 4.2 | Paroi G | 63 |
| 4.2.1 | Mesure du ratio de puissance rayonnée sur la puissance injectée de la paroi G | 66 |
| 4.3 | Parois C, D, E et F | 69 |
| 4.3.1 | Mesure du ratio de puissance acoustique rayonnée sur la puissance mécanique injectée de la paroi F | 70 |
| 4.3.2 | Ajout d'absorption acoustique, dessous de la benne | 72 |
| 5 | Validation avec la méthode OTPA des sources sonores du véhicule ayant les solutions développées | 75 |
| 5.1 | Mesures opérationnelles | 75 |
| 5.1.1 | Niveaux sonores globaux pour le conducteur et le passager | 75 |
| 5.2 | Comparaison des niveaux globaux des sept contributeurs moyens les plus élevés avant et après modifications | 79 |
| 5.2.1 | Rayonnement des parois C, D, E et F | 79 |
| 5.2.2 | Source aérienne numéro 3 | 82 |
| 5.2.3 | Source aérienne numéro 6 et numéro 16 | 82 |
| 5.2.4 | Paroi G | 84 |
| 5.3 | Hierarchisation des sources du véhicule ayant les solutions apportées | 92 |
| 6 | Conclusion | 95 |
| | LISTE DES RÉFÉRENCES | 97 |

LISTE DES FIGURES

| | | |
|------|---|----|
| 2.1 | Représentation simplifiée du problème de transfert, adaptée de [29]. | 5 |
| 2.2 | Représentation simplifiée du problème de transfert, incluant les forces d'interface, adaptée de [29]. | 7 |
| 2.3 | Représentation simplifiée de la TPA classique avec la méthode d'inversion de matrice, adaptée de [29]. | 8 |
| 2.4 | Représentation simplifiée de la TPA classique avec excitation aérienne et solidienne, adaptée de [29]. | 8 |
| 2.5 | Montage pour la mesure du débit volumique acoustique d'admission d'air d'une automobile, tiré de [14]. | 10 |
| 2.6 | Représentation simplifiée de l'OTPA, adaptée de [29]. | 11 |
| 2.7 | Groupe motopropulseur, vue de la droite. La transmission à variation continue n'est pas montrée car elle est localisée du côté gauche, adapté de [6]. . | 15 |
| 2.8 | Localisation des tampons d'ancrage du groupe motopropulseur, vue de dessus, adaptée de [6]. | 16 |
| 2.9 | Système d'admission d'air, vue de dessus, adapté de [6]. | 17 |
| 2.10 | Système d'échappement, vue explosée, adapté de [6]. | 18 |
| 2.11 | Système de refroidissement de la transmission à variation continue, vue de dessus, adapté de [6]. | 19 |
| 2.12 | Composantes principales de l'habitacle. | 20 |
| 2.13 | Plaques protectrices du châssis. | 21 |
| 3.1 | Spectre fréquentiel du niveau de pression acoustique mesuré pour le conducteur et le passager lorsque le véhicule est immobile et que le moteur tourne au ralenti (1200 t/min). Tracé rouge, conducteur ; tracé vert passager. . . . | 24 |
| 3.2 | Spectre fréquentiel du niveau de pression acoustique mesuré pour le conducteur et le passager lorsque le véhicule est immobile et que le moteur tourne au ralenti (1200 t/min). Tracé rouge, conducteur ; tracé vert passager. . . . | 24 |
| 3.3 | Spectre fréquentiel du niveau de pression acoustique mesuré pour le conducteur à vitesse constante de 16 km/h, régime moteur de 3200 t/min, soit ordre 1 ≈ 53.3 Hz et ordre 2 ≈ 106.7 Hz) pour les conditions de roues arrière embrayées (vert) et quatre roues embrayées (rouge), cabine fermée. . | 25 |
| 3.4 | Spectre fréquentiel du niveau de pression acoustique mesuré pour le conducteur lors d'une lente montée en régime pour les conditions de roues arrière embrayées (bas) et quatre roues embrayées (haut), cabine fermée. | 26 |
| 3.5 | Spectre fréquentiel du niveau de pression acoustique mesuré pour le conducteur (rouge) et le passager (vert) à un régime moteur de 4300 t/min, quatre roues embrayées, cabine fermée. | 27 |
| 3.6 | Niveau global de 20 à 5000 Hz. Comparaison du niveau global maximum obtenu au conducteur (bleu) et au passager (rouge) avec pleine ouverture du papillon mesuré à une vitesse de 50 km/h et régime moteur de 7250 t/min lorsque la cabine est fermée et ouverte. | 28 |

| | | |
|------|---|----|
| 3.7 | Tableau résumé des capteurs utilisés pour OTPA. | 28 |
| 3.8 | Vue aérienne de la piste asphaltée, direction et point de départ des mesures, tiré de Google Maps. | 30 |
| 3.9 | Répétabilité des régimes moteur (haut) et de la vitesse de rotation des roues arrière (bas) pour trois mesures successives. | 31 |
| 3.10 | Répétabilité des niveaux globaux au conducteur pour trois mesures successives. | 31 |
| 3.11 | Configurations des véhicules mesurées. | 32 |
| 3.12 | Niveaux globaux au conducteur pour les configurations véhicule du tableau 3.11. | 33 |
| 3.13 | Pondérations A, B et C selon la norme ANSI S1.42-2001, fournies par bande de tiers d'octave, tiré de [5]. | 34 |
| 3.14 | Niveaux globaux au conducteur de toutes les configurations véhicule du tableau 3.11. | 34 |
| 3.15 | Comparaison des niveaux sonores mesurés pour le conducteur lorsque la cabine est ouverte (haut) et fermée (bas), pour une configuration véhicule où les quatre roues sont embrayées et les pneus sont de type automobile. | 35 |
| 3.16 | Effet de la régularisation sur le nombre de conditionnement de la matrice Σ , sans régularisation (trait rouge) et avec régularisation (trait bleu). | 37 |
| 3.17 | Différence entre la réponse mesurée et la réponse synthétisée en fonction du régime moteur pour la configuration véhicule cabine fermée, avec les quatre roues embrayées et les pneus de type automobile. | 38 |
| 3.18 | Sept plus grandes contributions pour la configuration 4x4, cabine fermée et pneus de type automobile, moyenne des niveaux globaux sur tous les régimes. | 39 |
| 3.19 | Contributions décroissantes pour la configuration 4x4, cabine fermée et pneus de type automobile, régime moteur de 3508 t/min. | 40 |
| 3.20 | Sept plus grandes contributions pour toutes les configurations mesurées tel qu'indiquées dans le tableau 3.11, moyenne des niveaux globaux sur tous les régimes. | 43 |
| 3.21 | Contributions à la réponse synthétisée au conducteur en ordre décroissant d'amplitude des différentes sources pour un régime de 3385 t/min à la fréquence 255 Hz. Réponse au conducteur mesurée (trait bleu épais), réponse au conducteur synthétisée (trait vert épais), Somme des sept plus grand contributeurs (trait rouge pointillé) | 44 |
| 3.22 | Niveau d'accélération mesuré (inférieur droit), fonction de transmissibilité vers le conducteur (centre droit), contribution au niveau de pression au conducteur (supérieur droit), niveau de pression au conducteur (supérieur gauche) et contribution au niveau global conducteur de la source rayonnante numéro 6 (inférieur gauche). | 45 |
| 3.23 | Niveau de pression mesuré (inférieur droit), fonction de transmissibilité vers le conducteur (centre droit), contribution au niveau de pression au conducteur (supérieur droit), niveau de pression au conducteur (supérieur gauche) et contribution au niveau global conducteur de la source aérienne numéro 4 (inférieur gauche). | 46 |

| | | |
|------|--|----|
| 3.24 | Niveau de pression mesuré (inférieur droit), fonction de transmissibilité vers le conducteur (centre droit), contribution au niveau de pression au conducteur (supérieur droit), niveau de pression au conducteur (supérieur gauche) et contribution au niveau global conducteur de la source aérienne 6 (inférieur gauche). | 47 |
| 3.25 | Niveau de pression mesuré (inférieur droit), fonction de transmissibilité vers le conducteur (centre droit), contribution au niveau de pression au conducteur (supérieur droit), niveau de pression au conducteur (supérieur gauche) et contribution au niveau global conducteur de la source aérienne numéro 16 (inférieur gauche). | 48 |
| 3.26 | Niveau d'accélération mesuré (inférieur droit), fonction de transmissibilité vers le conducteur (centre droit), contribution au niveau de pression au conducteur (supérieur droit), niveau de pression au conducteur (supérieur gauche) et contribution au niveau global conducteur de la source rayonnante numéro 4 (inférieur gauche). | 49 |
| 3.27 | Décomposition du niveau global mesuré au conducteur selon les principaux ordres moteur, niveau global (rouge), ordre 0.5 (bleu), ordre 1 (vert), ordre 2 (rose), ordre 2.5 (turquoise). | 51 |
| 3.28 | Indice de sensibilité des différents indicateurs pour la configuration T10_passe2 définie à la figure 3.11. | 51 |
| 4.1 | Tableau résumé des sources et chemins de transfert identifiées par la méthode OTPA. | 53 |
| 4.2 | FRF entre le microphone du conducteur et une force appliquée sur la paroi A (Srce_Rayonnante_19) (rouge) et la paroi B (Srce_Rayonnante_12) (vert) ainsi les FRF entre le microphone du conducteur et une force appliquée sur les parois H (Srce_Rayonnante_17) (rose) et K (Srce_Rayonnante_21) (bleu). | 54 |
| 4.3 | Indice d'affaiblissement pour une double paroi infinie avec milieu intermédiaire résonnant, avec f_0 , la fréquence de « respiration », f_n , les fréquences de résonance dans le milieu intermédiaire, f_{coin} , la fréquence de coïncidence d'une des deux parois (une seule montrée), tiré de [16]. | 55 |
| 4.4 | FRF de mobilité : paroi A avec force appliquée à la paroi H (rouge), paroi H et avec force appliquée à la paroi H (bleu). | 56 |
| 4.5 | Vue en coupe de la paroi A et la paroi H. | 56 |
| 4.6 | Coefficient d'absorption acoustique pour la laine Isover U SeaProtectRoll, basée sur le modèle de Delany-Bazley [9]. | 58 |
| 4.7 | Trois premières déformées modales du plancher mesurées expérimentalement. | 59 |
| 4.8 | Contribution de l'accéléromètre fixé sur la paroi A (Srce_Rayonnante_12) au Conducteur, (graphique du haut), fonction de transmissibilité (graphique du centre) et mesure opérationnelle, (graphique du bas). | 60 |
| 4.9 | Tableau résumé des propriétés dynamiques mesurées par la méthode des poutres d'Oberst selon la norme ASTM E756-05. | 61 |
| 4.10 | FRF de mobilité : paroi H (bleu), paroi H et paroi A (rouge). Avant modification, trait épais ; après modification, trait fin. | 62 |

| | | |
|------|--|----|
| 4.11 | Exemple de jeu entre la paroi G et le châssis offrant un chemin direct entre l'habitacle et le compartiment moteur. | 63 |
| 4.12 | Perte par transmission pour une plaque finie excitée par une onde plane, tiré de [16]. | 64 |
| 4.13 | Tableau des paramètres utilisés pour la simulation de perte par transmission de la cloison arrière à l'aide du logiciel Nova [17]. | 65 |
| 4.14 | Indice d'affaiblissement de solutions envisagées pour paroi G, paroi G d'origine tracée en rouge. | 65 |
| 4.15 | Augmentation de l'indice d'affaiblissement de la paroi G originale par le doublement d'épaisseur et ajout de deux membranes Résito Tout-Usage. . | 66 |
| 4.16 | Temps de réverbération de la chambre réverbérante du GAUS. | 67 |
| 4.17 | Montage utilisé pour la mesure de l'efficacité de rayonnement de la paroi G. . | 68 |
| 4.18 | Comparaison du ratio de puissance rayonnée sur la puissance injectée de la paroi G ; origine (bleu), modifiée (rouge). | 69 |
| 4.19 | Montage pour la mesure de l'efficacité de rayonnement, chambre réverbérante du GAUS. | 70 |
| 4.20 | Comparaison du ratio de puissance rayonnée/puissance injectée de la paroi F (Srce_Rayonnante_6). | 71 |
| 4.21 | Coefficient d'absorption du tissu de fibre de verre enduit de vermiculite. . . | 73 |
| 5.1 | Tableau résumé des capteurs utilisés pour OTPA, véhicule amélioré. | 75 |
| 5.2 | Niveau sonore global pour le conducteur, pondération C. Véhicule original (rouge), véhicule avec solutions apportées (vert). | 76 |
| 5.3 | Comparaison du contenu fréquentiel lors de l'accélération lente. Véhicule original (bas), véhicule avec solutions apportées (haut). | 77 |
| 5.4 | Comparaison de l'ordre moteur 0.5 au microphone du conducteur. Véhicule original (rouge), véhicule avec solutions apportées (vert), niveau sonore global (trait continu épais), ordre moteur 0.5 (trait tireté fin). | 78 |
| 5.5 | Comparaison de l'ordre moteur 1. Véhicule original (rouge), véhicule avec solutions apportées (vert), niveau sonore global (trait continu épais), ordre moteur 1 (trait tireté fin). | 78 |
| 5.6 | Comparaison de la contribution de la paroi D (Srce_Rayonnante_4). Version originale (bas), version améliorée (haut). | 80 |
| 5.7 | Niveaux globaux, niveau selon ordre moteur 1 et 2 : Comparaison de la contribution de la paroi D (Srce_Rayonnante_4). Version originale (rouge), version améliorée (vert), niveau global (trait plein épais), niveau ordre 1 (trait plein fin), niveau ordre 2 (trait tireté fin). | 81 |
| 5.8 | Comparaison de la contribution de la paroi C au niveau global au conducteur (Srce_Rayonnante_5). Version originale (rouge), version améliorée (vert). | 81 |
| 5.9 | Comparaison de la contribution de la paroi C (Srce_Rayonnante_5). Version originale (bas), version améliorée (haut). | 82 |
| 5.10 | Comparaison de la contribution de la paroi E au niveau global au conducteur (Srce_Rayonnante_6). Version originale (bas), version améliorée (haut). . | 83 |

| | | |
|------|--|----|
| 5.11 | Comparaison de la contribution de la paroi E au niveau global au conducteur (Srce_Rayonnante_6). Version originale (rouge), version améliorée (vert). . | 84 |
| 5.12 | Comparaison de la contribution de la paroi F au niveau global au conducteur (Srce_Rayonnante_3). Version originale (bas), version améliorée (haut). . | 85 |
| 5.13 | Niveaux globaux, niveau selon ordre moteur 1 et 2 : Comparaison de la contribution de la paroi F au niveau global au conducteur (Srce_Rayonnante_3). Version originale (rouge), version améliorée (vert), niveau global (trait plein épais), niveau ordre 1 (trait plein fin), niveau ordre 2 (trait tireté fin). . . . | 86 |
| 5.14 | Comparaison de la contribution de la source aérienne numéro 3 au niveau global au conducteur (Srce_Aerienne_3). Version originale (rouge), version améliorée (vert). | 86 |
| 5.15 | Comparaison de la contribution de la source aérienne numéro 3 au niveau global au conducteur (Srce_Aerienne_3). Version originale (bas), version améliorée (haut). | 87 |
| 5.16 | Niveaux globaux, niveau selon ordre moteur 1 et 2 : Comparaison de la contribution de la source aérienne numéro 6 au niveau global au conducteur (Srce_Aerienne_6). Version originale (rouge), version améliorée (vert), niveau global (trait plein épais), niveau ordre 1 (trait plein fin), niveau ordre 2 (trait tireté fin). | 88 |
| 5.17 | Niveaux globaux, niveau selon ordre moteur 1 et 2 : Comparaison de la contribution de la source aérienne numéro 16 au niveau global au conducteur (Srce_Aerienne_16). Version originale (rouge), version améliorée (vert), niveau global (trait plein épais), niveau ordre 1 (trait plein fin), niveau ordre 2 (trait tireté fin). | 89 |
| 5.18 | Niveaux globaux, niveau selon ordre moteur 1 : Comparaison de la contribution de la paroi G, au niveau global au conducteur (Srce_Rayonnante_18). Version originale (rouge), version améliorée (vert), niveau global (trait plein épais), niveau ordre 1 (trait plein fin). | 90 |
| 5.19 | Comparaison de la contribution de la paroi G au niveau global au conducteur (ParCloisPFMilieu). Version originale (bas), version améliorée (haut). . | 91 |
| 5.20 | Sept plus grandes contributions pour le véhicule ayant les solutions implantées pour la configuration 4x4, cabine fermée et pneus de type automobile, moyenne des niveaux globaux sur tous les régimes. | 92 |

CHAPITRE 1

Introduction

Les consommateurs se préoccupent de plus en plus du confort acoustique des produits qu'ils se procurent ; ils en font même souvent un critère d'achat. La réduction du niveau sonore et l'amélioration de la qualité sonore pour l'opérateur d'un produit représentent donc des enjeux importants pour les manufacturiers.

Dans le cas des produits récréatifs motorisés en général , le nombre de sources sonores est généralement élevé. On peut noter parmi les sources sonores de ces véhicules le moteur à combustion interne, sa ligne d'admission et d'échappement, la transmission continûment variable (*Continuously Variable Transmission* ou CVT), la boîte de vitesses, les différentiels, le roulement des pneus, etc. Toutes ces sources génèrent du bruit et des vibrations qui peuvent être transmises au conducteur par des voies aériennes ou solidiennes, comme les éléments du châssis. Les chemins de transfert de ces sources sont généralement complexes.

L'obtention de solutions efficaces pour la réduction du bruit à l'opérateur demande d'avoir bien identifié et hiérarchisé les différentes sources sonores du véhicule avec leurs niveaux respectifs, ainsi que leurs voies de transfert. Ainsi, les correctifs apportés aux sources et chemins de transfert dominants permettront de diminuer de façon notable le niveau perçu par l'opérateur.

Une méthode généralement utilisée en industrie pour identifier les sources dominantes est celle dite du masquage : le niveau sonore à l'opérateur est mesuré en masquant toutes les sources et en retirant le masquage d'une source à la fois. Le masquage est réalisé soit en appliquant un revêtement massif et amortissant, en retirant une composante ou en ajoutant un silencieux additionnel par exemple pour les entrées d'admission d'air moteur et à la sortie de l'échappement. On compare les niveaux sonores ainsi obtenus à ceux du véhicule ayant le masquage complet et on en déduit la contribution de la dite source. Cette méthode, en plus d'être laborieuse, a le désavantage de modifier sensiblement les caractéristiques du véhicule par ajout de masse, par la réduction de la puissance fournie par le moteur, etc. De plus, à la fin de la campagne de mesure, une incertitude peut persister sur la qualité du masquage.

Le développement d'une méthode d'identification et de hiérarchisation des sources sonores et des chemins de transfert qui est systématique et de surcroît, sans modification

des caractéristiques du véhicule, peut donc s'avérer intéressante. Cela pourra contribuer significativement à diminuer le temps d'essai et à augmenter la qualité de l'identification et de la hiérarchisation.

Le développement proposé de cette méthode s'inscrit dans le cadre du projet dXBel, projet qui vise à développer et valider une maquette virtuelle en vibro-acoustique permettant de simuler le bruit à l'opérateur et de comparer le comportement acoustique de véhicules récréatifs pour différentes configurations, à développer des méthodes expérimentales permettant d'augmenter la compréhension des phénomènes acoustiques et vibratoires et finalement à développer des outils d'ingénierie prédictive afin de réduire le nombre d'itérations et de prototypes.

1.1 Problématique et question de recherche

Tel qu'il sera démontré dans le chapitre de l'état de l'art, les différentes méthodes et leurs variantes permettant l'identification et la hiérarchisation des sources et chemins de transfert sonores sont nombreuses et toutes ont leur part d'avantages et d'inconvénients. Leurs applications, comme outils de diagnostic d'un véhicule récréatif en alternative à la méthode dite du masquage, dans un cadre de développement de produits où le temps et les ressources sont limités, pour l'obtention de résultats pertinents est à prouver.

Est-il possible d'utiliser efficacement une méthode systématique d'identification et de hiérarchisation des sources sonores et des chemins de transfert pour un véhicule récréatif dans lequel ces sources sont nombreuses, compactes et localisées dans un environnement acoustique peu contrôlé ? Cette méthode peut-elle également être utilisée afin de valider l'efficacité des solutions proposées pour la réduction du niveau sonore à l'opérateur ?

1.2 Objectif général et objectifs spécifiques

L'objectif général de cette recherche est donc d'identifier et de hiérarchiser les sources sonores et leurs chemins de transfert vers l'opérateur d'un véhicule récréatif, avec et sans cabine à l'aide d'une méthode systématique permettant de modéliser à la fois la contribution de chacune des sources sonores et leur chemins de transfert.

Plus spécifiquement, la méthode devra demeurer applicable aussi à d'autres types de véhicules récréatifs et elle devra également permettre la validation de l'efficacité des solutions

proposées de réduction de bruit , et ce, dans des délais jugés acceptables dans une démarche de développement de produits.

Ensuite, des solutions visant à réduire les sources et/ou les chemins de transfert dominants seront élaborées afin de réduire le niveau de bruit global d'au moins 3 dB à l'opérateur.

1.3 Organisation du mémoire

Tout d'abord, le chapitre « État de l'art » présentera une revue de la littérature des différentes méthodes permettant d'identifier et de hiérarchiser les différentes sources sonores et chemins de transfert de systèmes complexes. Des exemples d'applications seront donnés ainsi qu'une description des différents systèmes du véhicule récréatif sera effectuée.

Par la suite, une description de la méthode choisie, de son utilisation et de la hiérarchisation des sources et chemins de transfert obtenue est détaillée au chapitre 3.

Une description et la validation par simulation ou en laboratoire des solutions envisagées pour les sources et chemins de transfert dominants issus des résultats obtenus de la hiérarchisation sont présentées au chapitre 4.

La validation de ces solutions installées sur le véhicule avec la même méthode systématique de hiérarchisation est conduite et détaillée au chapitre 5.

Finalement, le chapitre 6 résume le travail accompli et décrit quelques perspectives.

CHAPITRE 2

État de l'art

Dans ce chapitre, une description des principales méthodes utilisées pour identifier et caractériser les sources sonores d'un véhicule sera effectuée. Ensuite, les principaux systèmes pertinents à l'étude vibro-acoustique du véhicule récréatif seront décrits.

2.1 Méthodes d'identification et de hiérarchisation des sources sonores

Les méthodes d'identification et de hiérarchisation de sources sonores appliquées à des véhicules sont variées dans la littérature : mesures intensimétriques [4] [18], antenagerie acoustique [26], etc. Dans le cas spécifique de l'identification de sources sonores à l'opérateur d'un véhicule, une méthode bien documentée et utilisée notamment dans l'industrie automobile [21] est l'analyse des chemins de transfert (*Transfer Path Analysis* ou TPA). Cette méthode est particulièrement utile dans le cas où les mécanismes de génération de bruit sont trop complexes pour être modélisés ou mesurés directement.

De façon simplifiée, on considère un système global AB, composé d'un système actif A contenant une excitation de type solidienne f_1 au noeud 1 et un système passif B, contenant un récepteur au noeud 3, tel que montré à la figure 2.1. Les deux systèmes sont reliés entre eux au noeud 2.

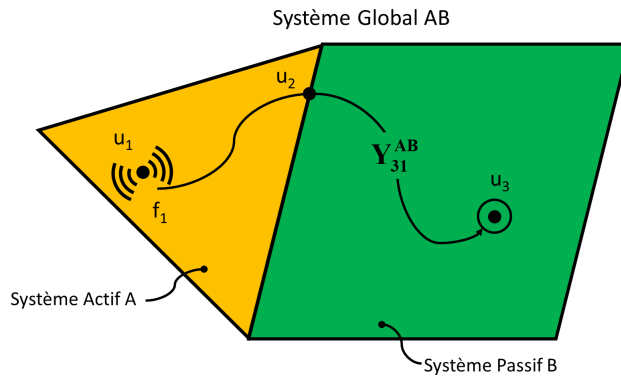


Figure 2.1 Représentation simplifiée du problème de transfert, adaptée de [29].

Le spectre de la réponse des déplacements (ou rotations) aux noeuds i u_i est la sommation des contributions individuelles, soit le spectre des forces (ou moments) f_j multiplié par la matrice d'admittance $\mathbf{Y}^{\mathbf{AB}}(\omega)$:

$$u_i(\omega) = \sum_j Y_{ij}^{AB}(\omega) f_j(\omega) \implies \mathbf{u}_3(\omega) = \mathbf{Y}_{31}^{\mathbf{AB}}(\omega) \mathbf{f}_1(\omega) \quad (2.1)$$

$\mathbf{Y}_{31}^{\mathbf{AB}}(\omega)$ peut être mesurée de manière directe, soit en appliquant une force au marteau d'impact ou au pot vibrant et en mesurant les déplacements correspondants. Il est à noter qu'en pratique, l'excitation $\mathbf{f}_1(\omega)$ n'est pas souvent mesurable directement mais qu'on la détermine aux noeuds d'interface entre le système actif et passif. Pour la suite du document, la dépendance à la fréquence sera omise des équations afin d'alléger le texte.

Dans cette représentation, les trois composantes du problème de transfert sont :

1. la *source* contenue dans le système actif mais, en pratique, non-mesurable directement ;
2. l'*interface* entre le système actif et passif ;
3. le *récepteur* localisé à un endroit d'intérêt dans le système passif.

Cette méthode peut se subdiviser en trois familles [29], soit :

1. TPA classique ;
2. TPA basée sur les sous-composants ;
3. TPA basée sur la transmissibilité.

2.1.1 TPA classique

La première famille utilise les forces d'interface \mathbf{g} obtenues lors de mesures opérationnelles sur le système global, voir figure 2.2.

Ces forces d'interface peuvent être obtenues de différentes façons, soit par :

1. la mesure directe ;
2. la méthode de rigidité des points de montage ;
3. la méthode inverse.

La mesure directe est rarement applicable en pratique [29] puisque l'insertion de capteurs de force entre le système actif et passif, permettant de mesurer la composante des forces

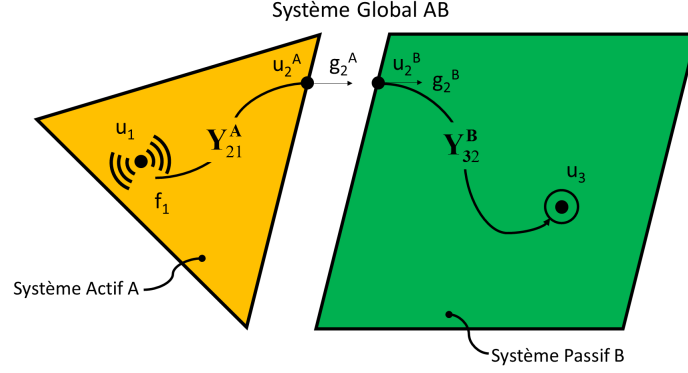


Figure 2.2 Représentation simplifiée du problème de transfert, incluant les forces d'interface, adaptée de [29].

dans tous les axes pertinents et, de surcroît, sans changer la rigidité ni la géométrie du montage est difficile avec les capteurs disponibles jusqu'à maintenant.

La mesure de rigidité des points de montage quant à elle, utilise l'impédance de transfert des isolateurs \mathbf{Z}^{mt} fréquemment utilisé pour connecter le système actif et le système passif afin de minimiser les vibrations transmises à ce dernier afin de calculer les forces d'interface \mathbf{g} [29] :

$$\mathbf{g}_2^{\text{B}} = \mathbf{Z}^{\text{mt}}(\mathbf{u}_2^{\text{A}} - \mathbf{u}_2^{\text{B}}) \quad (2.2)$$

où \mathbf{u}_2^{A} et \mathbf{u}_2^{B} représentent respectivement le vecteur des déplacements du système actif et le vecteur des déplacements du système passif. Selon [29], la méthode la plus populaire, due à sa rapidité, est la méthode d'inversion de matrice, où les m forces d'interface sont calculées à partir de n indicateurs \mathbf{u}_4 (où $n \geq m$) ajoutés sur le système passif près des forces d'interface afin de permettre leur observation, voir figure 2.3. On calcule ainsi les forces d'interface \mathbf{g} [29] :

$$\mathbf{g}_2^{\text{B}} = (\mathbf{Y}_{42}^{\text{B}})^+ \mathbf{u}_4 \quad (2.3)$$

où la notation $(\)^+$ dénote la pseudo-inversion de la matrice $\mathbf{Y}_{42}^{\text{B}}$, obtenue typiquement par l'application d'une force à l'aide d'un marteau ou d'un pot vibrant au noeud d'interface 2 et la mesure d'une accélération ou déplacement au noeud 4. Tel qu'expliqué plus loin à la section 2.1.3, la régularisation du problème inverse est souvent requise afin de ne pas amplifier le bruit de mesure lors de l'inversion.

L'utilité de la déconnexion du système actif est souvent discuté dans la littérature. Il est noté dans [29] que le système actif doit être déconnecté du système passif pour effectuer la mesure de la fonction de transfert $\mathbf{Y}_{42}^{\text{B}}$. Il est par contre démontré dans [27] que le

démontage des composantes pour effectuer la mesure des FRF modifie le comportement du système passif B, par le changement des conditions de couplage. Il y est aussi démontré que le démontage du système actif n'est pas requis à condition de connaître la différence de déplacement \mathbf{u}_2^A et \mathbf{u}_2^B au noeud 2 entre le système actif et passif.

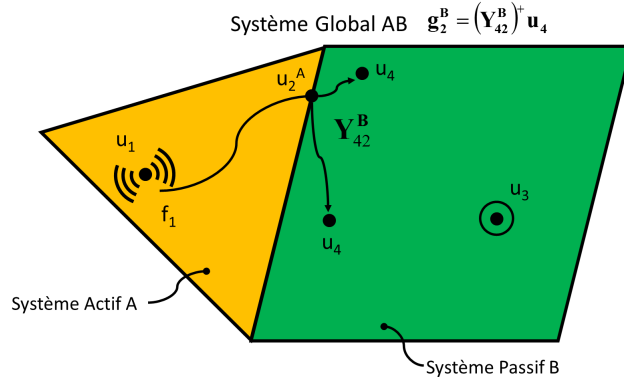


Figure 2.3 Représentation simplifiée de la TPA classique avec la méthode d'inversion de matrice, adaptée de [29].

Dans le cas plus général où des sources aériennes s'ajoutent aux sources solidiennes décrites précédemment et que l'on s'intéresse au niveau de pression acoustique tel que schématisé à la figure 2.4,

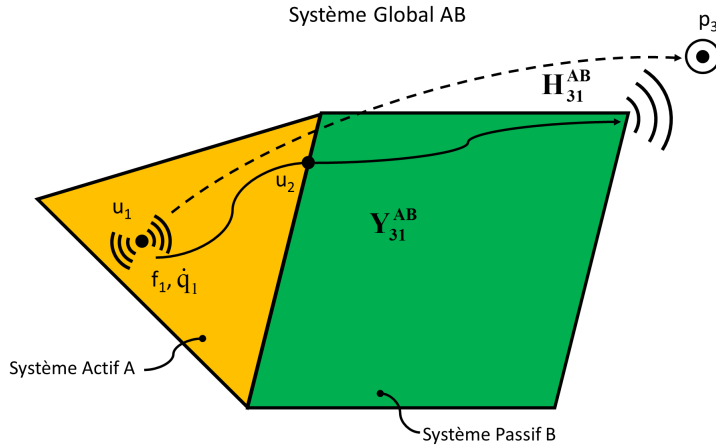


Figure 2.4 Représentation simplifiée de la TPA classique avec excitation aérienne et solidienne, adaptée de [29].

on modélise la réponse \mathbf{p}_3 de la façon suivante [29] :

$$\mathbf{p}_3 = \mathbf{Y}_{31}^{AB} \mathbf{f}_1 + \mathbf{H}_{31}^{AB} \dot{\mathbf{q}}_1 \quad (2.4)$$

où $\mathbf{Y}_{31}^{\mathbf{AB}}$ est la fonction de transfert structurelle entre la force \mathbf{f}_1 et la réponse \mathbf{p}_3 , mesurée de manière directe au moyen d'un marteau d'impact au noeud 1 et un microphone au noeud 3 ou mesurée de manière réciproque au moyen d'une source d'accélération volumique au noeud 3 et d'un accéléromètre au noeud 1, $\mathbf{H}_{31}^{\mathbf{AB}}$ est la fonction de transfert acoustique entre les accélérations volumiques, (en unités SI $[\text{m}^3/\text{s}^2]$) $\dot{\mathbf{q}}_1$ des sources aériennes et la pression \mathbf{p}_3 au récepteur. En faisant l'hypothèse de source monopolaire en champ libre, hypothèse qui peut paraître forte, et l'hypothèse que le rayon de la source est beaucoup plus petit que la longueur d'onde, on peut estimer l'accélération volumique de ces sources au moyen d'un seul microphone mesurant une pression quadratique moyenne et de la distance séparant le microphone de l'origine de la source monopolaire, tel que décrit dans [5] :

$$\langle p^2 \rangle = \frac{\langle \dot{q}^2 \rangle \rho^2}{(4\pi r^2)(1 + k^2 a^2)} \quad (2.5)$$

avec $\langle \dot{q}^2 \rangle$ l'accélération volumique quadratique moyenne de la source, ρ la densité de l'air, k le nombre d'onde, a le rayon de la source. Si $a \ll \lambda$, ce qui est posé vrai dans ce cas, soit en basses fréquences, on néglige le terme $k^2 a^2$.

L'équation 2.5 devient donc :

$$\langle \dot{q}^2 \rangle = \left(\frac{4\pi r^2}{\rho^2} \right) \langle p^2 \rangle \quad (2.6)$$

D'autres méthodes de mesures directes existent, souvent plus complexes (voir figure 2.5), de l'accélération volumique ou du débit volumique telles que l'utilisation de deux microphones [25], mais celles-ci sont peu intéressantes considérant le nombre anticipé important de sources aériennes du véhicule et les précautions requises lorsqu'un écoulement d'air est également présent.

Une méthode rapide de mesure de la fonction de transfert $\mathbf{H}_{31}^{\mathbf{AB}}$ est celle utilisant le principe de la réciprocité, telle que décrite dans [11], soit en plaçant une source d'accélération volumique au récepteur et en estimant la pression à l'interface, en posant que :

$$\mathbf{H}_{31}^{\mathbf{AB}} = \frac{\mathbf{p}_3}{\dot{\mathbf{q}}_1} = \frac{\mathbf{p}_1}{\dot{\mathbf{q}}_3} \quad (2.7)$$

Cette méthode requiert par contre l'emploi d'une source de débit volumique se comportant comme un monopôle, qui n'est pas triviale à réaliser [29].

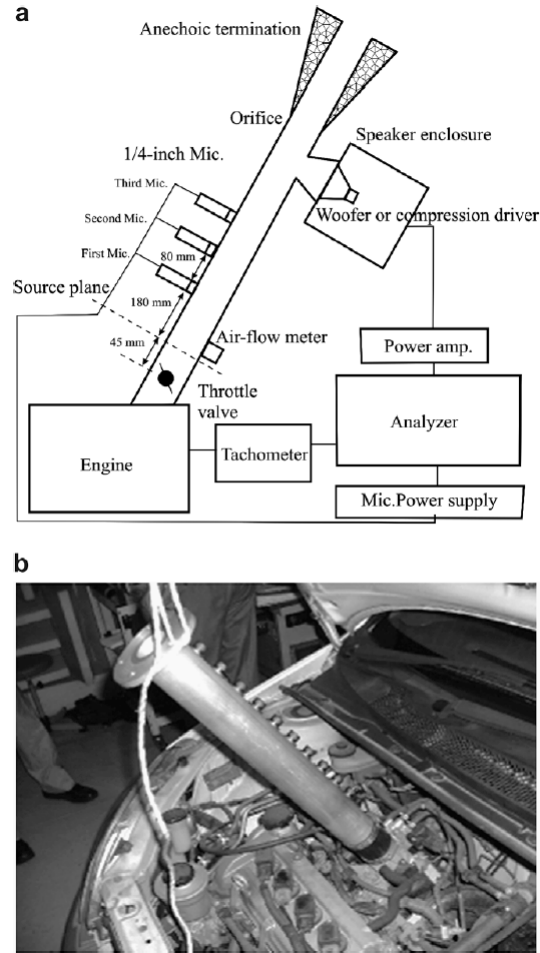


Figure 2.5 Montage pour la mesure du débit volumique acoustique d'admission d'air d'une automobile, tiré de [14].

2.1.2 TPA basée sur les sous-composants

La TPA basée sur les sous-composants caractérise quant à elle les excitations des sources vibratoires par des forces équivalentes qui sont seulement inhérentes au système actif. Contrairement à la TPA classique, ces forces équivalentes n'étant pas liées au système global AB, elles peuvent donc être appliquées à n'importe quel système passif, ce qui la rend attrayante pour prédire la réponse sur différents systèmes. L'établissement de ces forces équivalentes peut s'obtenir de plusieurs façons [29], notamment : en bloquant les déplacements en un noeud et en mesurant les forces à ce noeud, en laissant libre le système et en mesurant la vitesse au noeud d'interface, en ayant une interface hybride entre les deux méthodes précédentes, etc.

Ceci requiert impérativement le démontage du système actif, ce qui peut s'avérer une étape longue et fastidieuse. Cette approche est donc peu attrayante pour l'objet de la présente recherche.

2.1.3 TPA basée sur la transmissibilité : OTPA

L'OTPA élimine le besoin d'obtenir les forces d'interaction de manière explicite : la fonction de transfert \mathbf{T}_{34}^B est estimée à partir des indicateurs \mathbf{u}_4 des forces d'interaction et des récepteurs \mathbf{u}_3 . Ces indicateurs \mathbf{u}_4 de forces d'interaction et ces récepteurs \mathbf{u}_3 peuvent être de différents types, comme des déplacements, des rotations, des forces, des moments, des pressions, etc. La fonction de transfert \mathbf{T}_{34}^B est donc spécifique seulement au système passif, voir figure 2.6 :

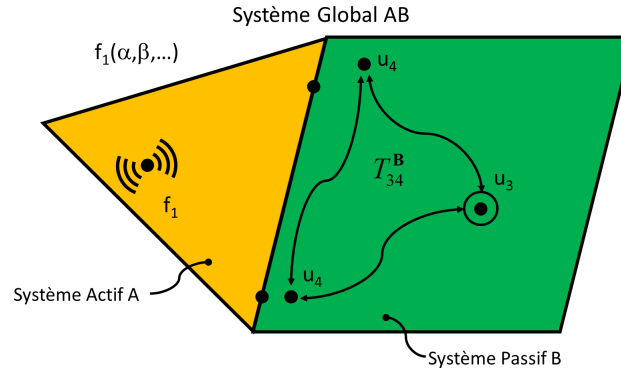


Figure 2.6 Représentation simplifiée de l'OTPA, adaptée de [29].

$$\mathbf{u}_3 = \mathbf{u}_4 \mathbf{T}_{34}^B \quad (2.8)$$

La matrice \mathbf{T}_{34}^B peut être estimée statistiquement de la corrélation entre les p réponses \mathbf{u}_3 et les n indicateurs \mathbf{u}_4 sous différentes conditions d'opérations (α, β, \dots) , telles que différents régimes ou couple moteur par exemple. Un avantage de cette méthode est que l'on peut combiner une variété de capteurs (accélérations, vitesse, pression, force, élongation, etc.) autant comme indicateurs que comme récepteurs. On assume alors que les différentes conditions d'opérations sont toutes légèrement indépendantes au sens que chaque condition d'opération d'une lente montée en régime est différente de la précédente, mais la différence de régime d'une condition à l'autre étant faible, elles sont similaires entre elles. Les r conditions d'opération de \mathbf{u}_3 et \mathbf{u}_4 ainsi obtenues sont assemblées ainsi :

$$\underbrace{[\mathbf{u}_3^{(1)} \ \mathbf{u}_3^{(2)} \ \dots \ \mathbf{u}_3^{(r)}]^T}_{r \times p} = \underbrace{[\mathbf{u}_4^{(1)} \ \mathbf{u}_4^{(2)} \ \dots \ \mathbf{u}_4^{(r)}]^T}_{r \times n} \underbrace{\mathbf{T}_{34}^B}_{n \times p} \longrightarrow \mathbf{U}_4 \mathbf{T}_{34}^B = \mathbf{U}_3 \quad (2.9)$$

Avec un nombre suffisant de mesures pour que $r \geq n$, il est possible d'inverser l'équation 2.9 en prémultipliant par \mathbf{U}_4^H avec la notation $(\)^H$ qui dénote la transposée Hermitienne, soit la transposée des conjugués complexes :

$$\mathbf{T}_{34}^B = (\mathbf{U}_4^H \mathbf{U}_4)^{-1} \mathbf{U}_4^H \mathbf{U}_3 \quad (2.10)$$

où $\mathbf{U}_4^H \mathbf{U}_3$ représente les matrices d'interspectre entre les indicateurs et la réponse et où $\mathbf{U}_4^H \mathbf{U}_4$ représente les matrices d'auto-spectre des indicateurs calculées à chaque condition d'opération. Autrement dit, la fonction de transfert est définie par la matrice d'interspectre, qui définit comment les sources sont corrélées avec les récepteurs et sa normalisation par l'auto-spectre des sources.

La performance de cette méthode est assujettie au choix et aux positions des capteurs agissant comme indicateurs : en utilisant trop peu de capteurs ou si ceux-ci sont localisés trop loin des sources, on peut ainsi omettre des chemins de transfert importants. Aussi, si les capteurs sont situés trop loin des sources, leurs signaux seront potentiellement contaminés par d'autres sources.

L'inversion du terme $\mathbf{U}_4^H \mathbf{U}_4$ de l'équation 2.10 peut s'avérer en pratique difficile puisque de faibles valeurs seront grandement amplifiées [20]. La régularisation par l'utilisation de la décomposition en valeurs singulières de \mathbf{U}_4 et la troncature des valeurs singulières faibles est alors suggérée [7][15].

La matrice \mathbf{U}_4 de dimension $r \times n$ peut s'exprimer par une décomposition en valeur singulière :

$$[\mathbf{U}_4]_{(r \times n)} = [\mathbf{U}]_{(r \times r)} [\mathbf{\Sigma}]_{(r \times n)} [\mathbf{V}]_{(n \times n)}^H \quad (2.11)$$

où $\mathbf{\Sigma}$ est une matrice diagonale de dimension $r \times n$ avec les valeurs singulières rangées en ordre décroissant sur la diagonale, \mathbf{U} une matrice de dimension $r \times r$ contenant un ensemble de vecteurs orthonormés dits « de sortie », et \mathbf{V} , une matrice de dimension $n \times n$ contenant un ensemble de vecteurs orthonormés dits « d'entrée ». Afin de limiter l'influence du bruit, on peut tronquer les $(n - s)$ valeurs singulières les plus faibles :

$$[\mathbf{U}_4]_{(r \times n)} = [\mathbf{U}]_{(r \times r)} \begin{bmatrix} [\mathbf{\Sigma}]_{(s \times s)} & 0 \\ 0 & 0 \\ \dots & \dots \\ 0 & 0 \end{bmatrix}_{(r \times n)} \quad [\mathbf{V}]_{(n \times n)}^H = [\mathbf{U}]_{(r \times r)} [\mathbf{\Sigma}_{\text{tr}}]_{(r \times n)} [\mathbf{V}]_{(n \times n)}^H \quad (2.12)$$

Afin de pouvoir inverser la matrice Σ_{tr} utilisée pour calculer la fonction de transfert $\tilde{\mathbf{T}}_{34}^{\mathbf{B}}$ (voir équation 2.15), on utilise la forme « économique » de la décomposition en valeurs singulières : on élimine ainsi les $r - n$ colonnes de la matrice \mathbf{U} et les $r - n$ lignes ayant des valeurs nulles de la matrice Σ_{tr} pour qu'elle soit de dimension $n \times n$.

Le critère de sélection de la valeur de s est varié : il peut être établi par le principe de la courbe en L [15] ou par un seuil de la valeur de conditionnement κ de la matrice Σ , défini par :

$$\kappa(\Sigma) = \frac{\Sigma_{11}}{\Sigma_{nn}} \quad (2.13)$$

On montre dans [20] que :

$$\frac{\|\delta \mathbf{U}_3\|}{\|\mathbf{U}_3\|} = \kappa(\Sigma) \frac{\|\delta \mathbf{U}_4\|}{\|\mathbf{U}_4\|} \quad (2.14)$$

soit qu'une perturbation de la réponse $\delta \mathbf{U}_3$ sur la réponse \mathbf{U}_3 est directement proportionnelle au conditionnement κ multiplié par la perturbation de l'entrée $\delta \mathbf{U}_4$ sur l'entrée \mathbf{U}_4 .

Deux auteurs [19] [7] mentionnent qu'un conditionnement inférieur à 100 est adéquat et qu'à partir de 1000, la troncature de la matrice des valeurs singulières est requise.

Au moyen de cette décomposition en valeurs singulières avec troncature, l'équation 2.10 peut donc s'écrire :

$$\tilde{\mathbf{T}}_{34}^{\mathbf{B}} = \mathbf{V} \Sigma_{\text{tr}}^{-1} \mathbf{U}^H \mathbf{U}_3 \quad (2.15)$$

2.1.4 Applications de la TPA et de l'OTPA

Les exemples d'applications de l'OTPA pour hiérarchiser les différentes sources sonores à l'opérateur d'un véhicule sont nombreux dans la littérature. La référence [8] illustre les différentes contributions à l'opérateur des différents systèmes d'une automobile antique (admission, compartiment moteur, point de montage moteur, échappement, bruit roulement, etc). Cet article démontre la puissance et la rapidité de l'approche OTPA pour hiérarchiser les contributions des différentes sources sonores, spécifiquement la dominance des sources aériennes de l'admission d'air et de l'échappement.

Dans [7], les auteurs illustrent l'application de l'OTPA au bruit généré par les pneus d'une automobile. Ils concluent que la méthode OTPA permet de déterminer facilement la

dominance des sources aériennes ou solidiennes. Aussi, au moyen d'une étude paramétrique d'omission de certains chemins de transfert, ils montrent que c'est seulement dans le cas où les signaux, qui sont volontairement omis, sont cohérents entre eux et du même ordre de grandeur qu'ils ne doivent pas être négligés afin de ne pas compromettre la validité de l'analyse.

Une étude comparative [10] des approches de la TPA classique et de l'OTPA est appliquée au cas des sources solidiennes et leurs chemins de transfert vers l'opérateur d'une automobile électrique. Cette étude porte sur l'analyse de huit chemins de transfert et elle conclut, entre autres, que les résultats issus de la méthode OTPA donnent une bonne approximation qualitative dans les fréquences inférieures à 1000 Hz en peu de temps comparativement à l'approche TPA qui est beaucoup plus longue et laborieuse, mais plus précise puisqu'elle permet de déterminer si des chemins de transferts ont été omis.

2.2 Description du véhicule récréatif

Le véhicule récréatif est du type utilitaire : ses utilisateurs s'en servent, entre autres, pour travailler sur des fermes ou dans les forêts en terrain accidenté. Le véhicule, d'une masse à vide de 800 kg, est conçu pour transporter un conducteur et un passager qui est assis à sa droite. Le véhicule est pourvu d'une benne basculante, localisée à l'arrière de l'habitacle. Le véhicule peut être utilisé pour transporter des charges jusqu'à 680 kg dont 454 kg dans sa benne (outils, pièces, matériaux meubles tels que terre, sable, etc.) et pour déplacer des remorques ayant une masse maximale de 909 kg [6].

Le véhicule est aussi pourvu d'une cabine qui permet de fermer l'habitacle pour améliorer le confort des utilisateurs par temps froid ou par intempéries. Une description plus exhaustive de la cabine sera entreprise à la section 2.2.2.

2.2.1 Groupe motopropulseur

Le groupe motopropulseur du véhicule est composé d'un moteur à combustion interne à quatre temps ayant deux cylindres disposés en V, d'une transmission continûment variable, d'une boîte de vitesses munie de deux rapports de démultiplication et d'une marche arrière, d'un différentiel arrière intégré à la boîte de vitesses et d'un arbre de sortie avant permettant de fournir la puissance aux deux roues avant via un différentiel avant. La figure 2.7 permet d'identifier quelques-uns de ces organes. Aussi, le groupe motopropulseur possède un système d'admission d'air et une ligne d'échappement.

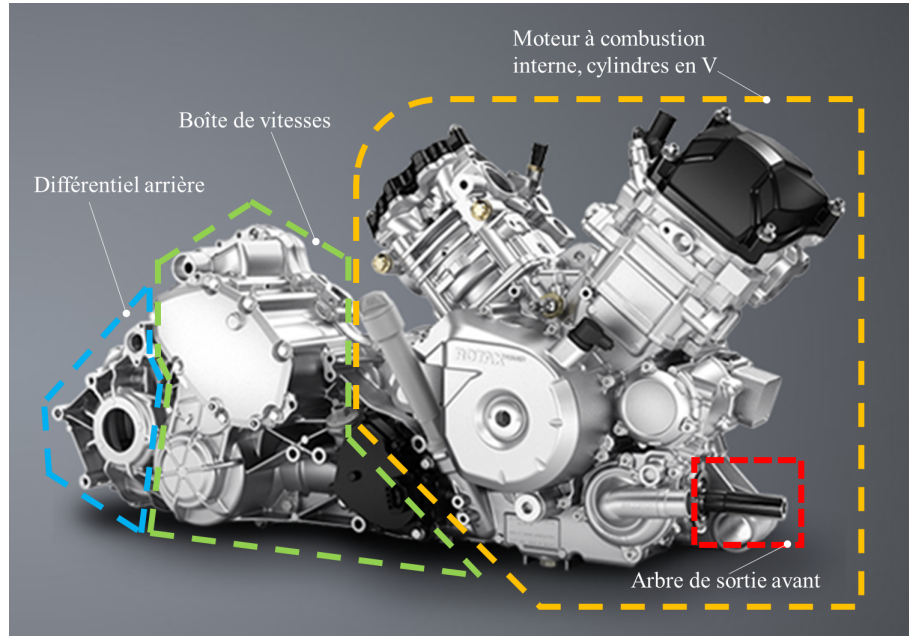


Figure 2.7 Groupe motopropulseur, vue de la droite. La transmission à variation continue n'est pas montrée car elle est localisée du côté gauche, adapté de [6].

Tous les organes constituant le groupe motopropulseur décrits plus haut, sauf le différentiel avant, sont solidairement assemblés et le groupe motopropulseur est suspendu au châssis au moyen de trois tampons d'ancrage : soit un à l'avant en dessous du moteur et deux situés à l'arrière et au-dessus de la transmission, voir figure 2.8. Les tampons d'ancrage sont constitués de caoutchouc qui est injecté entre deux plaques de support. Ces points d'ancrage transmettent des efforts au châssis et peuvent être ainsi des sources d'excitations solidiennes du châssis et des composantes qui y sont assemblées telles que l'habitacle, les planchers, le fenêtrage, etc.

Le moteur, refroidi par liquide, a une cylindrée de 976 cm^3 et développe une puissance maximale de 53 kW . Le moteur est localisé au centre du véhicule, en dessous de la benne et tout juste à l'arrière de l'habitacle : le couvercle de soupape du cylindre positionné vers l'avant du véhicule n'est qu'à environ 3 cm de la cloison séparant le compartiment moteur de l'habitacle. De nombreuses parois minces telles que les couvercles de soupapes et les couvercles du magnéto constituent des sources sonores potentielles : ces surfaces pourront constituer des sources rayonnantes, et le bruit généré pourra être transmis aux occupants du véhicule par des chemins de transfert aériens.

Le système d'admission d'air tel que montré à la figure 2.9 est constitué d'un silencieux d'admission de forme cylindrique comportant une entrée principale et un orifice normale-

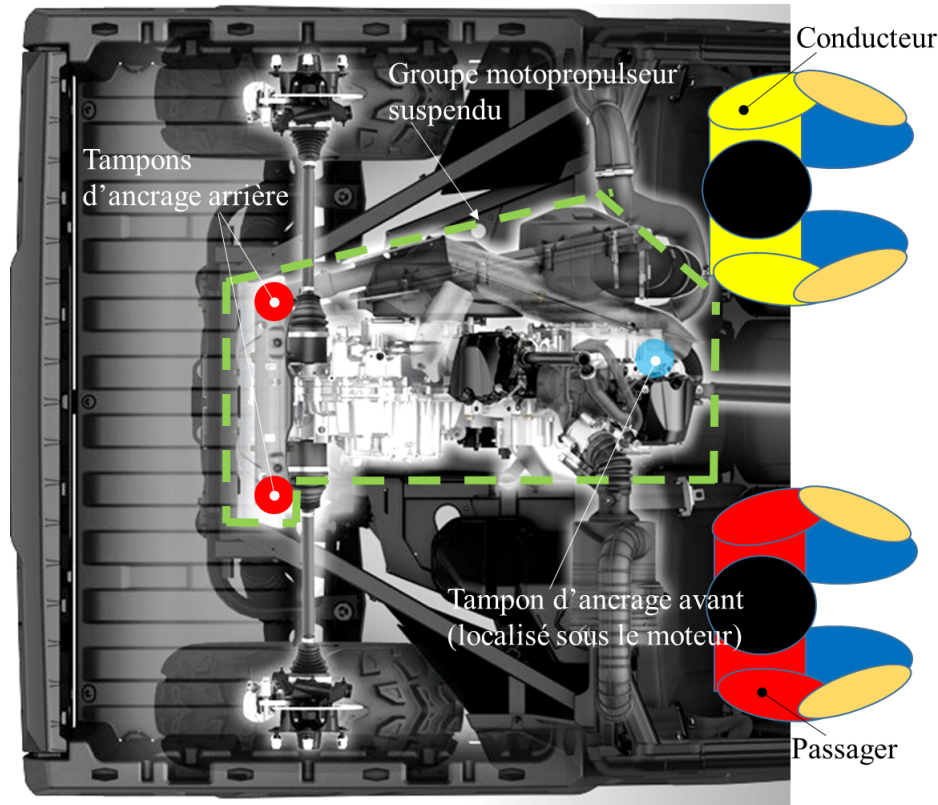


Figure 2.8 Localisation des tampons d'ancrage du groupe motopropulseur, vue de dessus, adaptée de [6].

ment bloqué au moyen d'une soupape en caoutchouc permettant l'évacuation des particules s'infiltrant dans le silencieux. Ce silencieux est monté de façon rigide sur la cloison arrière, cloison séparant le compartiment moteur de l'habitacle. Un conduit souple achemine ensuite l'air vers un carter de papillon qui est monté sur une tubulure d'admission ou « plenum » qui est rigidement fixé aux têtes des cylindres du moteur. Le plenum étant constitué de parois minces et rigides, les possibilités de rayonnement et de transmission acoustique sont grandes.

Le système d'échappement est constituée de deux tubes collecteurs, fabriqués en acier inoxydable et fixés rigidement à chacune des têtes des cylindres, voir figure 2.10.

Ces tubes collecteurs se joignent ensuite en une seule conduite qui achemine les gaz d'échappement à un silencieux. De nombreux déflecteurs de chaleur, constitués de plaques minces en acier inoxydable sont fixés rigidement aux tubes collecteurs et au silencieux. Il est à noter que tous les organes constituant le système d'échappement ne sont pas découplés du groupe motopropulseur : on peut donc envisager que des excitations mécaniques issues des efforts liés à la combustion et aux balourds en rotation du moteur puissent faire

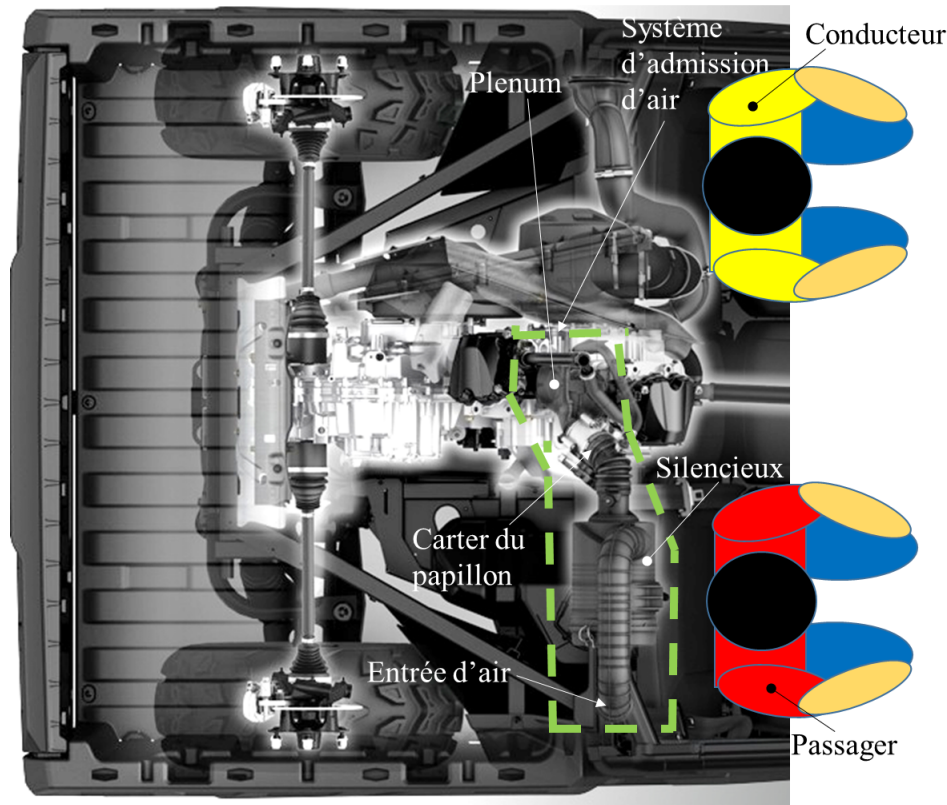
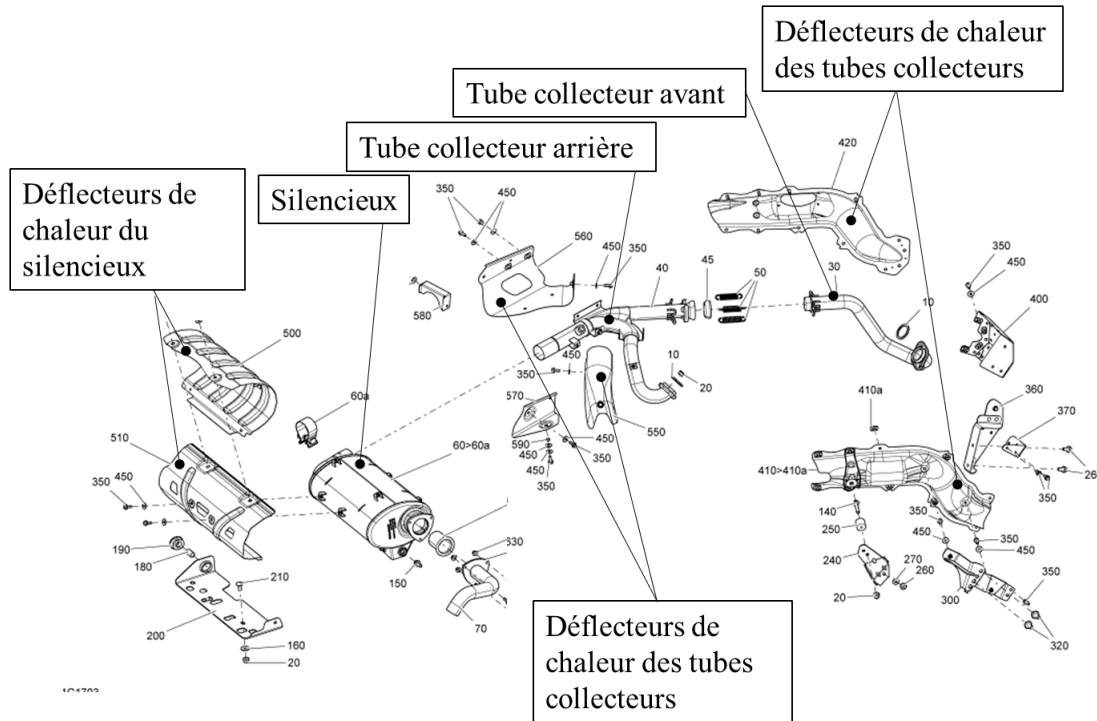


Figure 2.9 Système d'admission d'air, vue de dessus, adapté de [6].

rayonner les déflecteurs de chaleur. Aussi, les forts niveaux de pression acoustique pourraient eux aussi exciter par transmission acoustique ces déflecteurs de chaleur. La sortie du silencieux constitue, quant à elle, une source acoustique aérienne.

La transmission continûment variable, constituée d'une poulie dite « motrice » couplée au moteur et d'une poulie dite « menée » couplée à l'arbre d'entrée de la transmission, permet de transmettre le couple moteur à la boîte de vitesses au moyen d'une courroie fabriquée de cordes et d'un mélange de caoutchouc chargé de fibres, permettant d'augmenter sa rigidité en compression latérale. Les cordes, quant à elles, permettent d'accroître la rigidité de la courroie dans sa direction tangentielle. Les flancs de la courroie subissant un glissement constant entre les flasques des poulies pour la transmission du couple [12], la courroie et les poulies doivent être refroidies afin d'éviter que la température interne de la courroie ne franchisse un seuil où l'adhésion entre le caoutchouc et la corde n'est plus suffisant pour assurer la transmission du couple. Le refroidissement des composantes de la CVT est réalisé par un apport d'air frais puisé à l'arrière de l'habitacle près du conducteur et acheminé à un encoffrement autour de la transmission, voir figure 2.11. La rotation de la transmission faisant office de ventilateur, cet apport d'air frais permet d'évacuer par convection forcée la chaleur ainsi générée. La sortie d'air est ensuite dirigée sur la



Tiré de http://parts.can-am.brp.com/Index.aspx?s1=68iigbgod24367v5v2fe5cklm6&catalog_id=1&language_id=1&siteid=1

Figure 2.10 Système d'échappement, vue explosée, adapté de [6].

ligne des gaz d'échappement. Ce principe de refroidissement engendre donc une source de bruit aérienne à l'entrée. Aussi, les encoffrements de la CVT étant réalisés en partie par des couvercles à parois minces, ils peuvent donc constituer des sources acoustiques rayonnantes.

La boîte de vitesses, quant à elle, possède aussi de nombreuses surfaces minces (demi-carter, couvercles, etc) pouvant rayonner l'énergie vibratoire issue, entre autres, de l'engrènement des dents des engrenages des divers arbres permettant d'augmenter et de transmettre le couple aux roues.

Finalement, le couple est transmis aux roues arrière et avant au moyen de différentiels, le différentiel avant étant fixé de façon rigide à l'avant du châssis et étant relié à la sortie de la transmission au moyen d'un arbre ayant, à ses deux extrémités, des joints homocinétiques. Le différentiel avant faisant office d'organe permettant, au moyen d'un train d'engrenage, de changer la direction et l'amplitude du couple fourni, il constitue donc une source d'efforts pouvant être injectés dans le châssis et ainsi exciter les éléments qui y sont assemblés. Aussi, son carter étant fabriqué de parois minces en aluminium injecté, il constitue aussi une potentielle source sonore rayonnante.

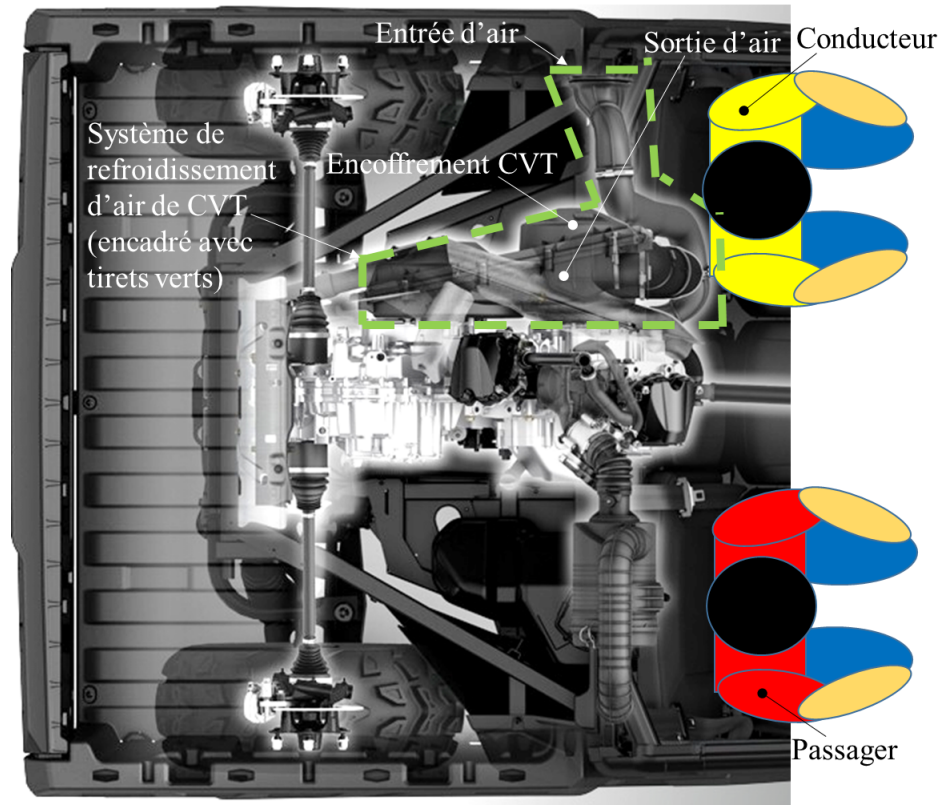
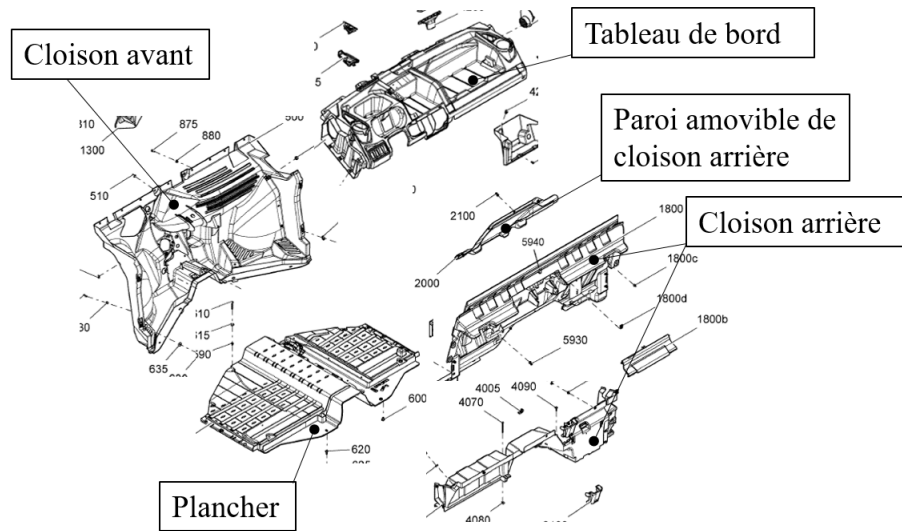


Figure 2.11 Système de refroidissement de la transmission à variation continue, vue de dessus, adapté de [6].

2.2.2 Habitable

L'habitacle du véhicule se compose d'une cloison arrière en deux parties qui sépare l'habitacle du compartiment moteur, du plancher, d'une cloison avant permettant de séparer l'habitacle des passages des roues avant, d'un tableau de bord, de trois sièges et d'un toit, voir figure 2.12. La cloison arrière est fabriquée en deux parties, chacune d'elle étant constituée d'une paroi mince injectée en matière plastique. Un grand dégagement est présent dans cette cloison entre le conducteur et le passager afin d'avoir un accès pour l'entretien du moteur. Ce dégagement est recouvert par une paroi amovible fixée ponctuellement sur son pourtour. Cette paroi est sujette à être excitée de façon solidienne (rayonnement) par ses fixations au châssis et aussi de façon aérienne (transmission) dûs aux hauts niveaux de pression acoustique anticipés dans le compartiment moteur.

Le plancher est fixé au châssis en quelques points et est fabriqué en matière plastique injectée. Des nervures viennent rigidifier par en dessous la paroi visible de l'intérieur. Ce plancher a lui aussi un fort potentiel de générer du bruit par rayonnement.



Tiré de http://parts.can-am.brp.com/Index.aspx?s1=68iigbgod24367v5v2fe5cklm6&catalog_id=1&language_id=1&siteid=1

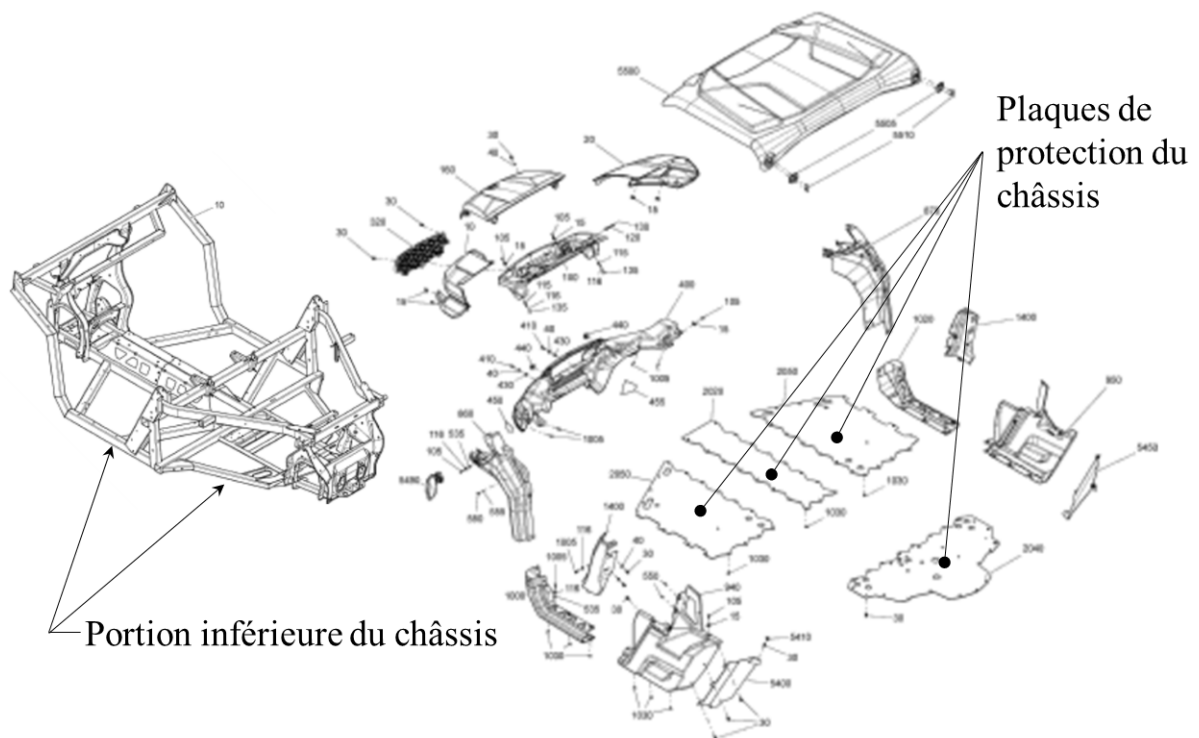
Figure 2.12 Composantes principales de l'habitacle.

Des plaques protectrices (*skidplates* en anglais), installées sous la surface inférieure du châssis au moyen de rivets tel qu'illustré à la figure 2.13, visant à protéger le châssis lorsque celui-ci entre en contact avec le sol, sont fabriquées de matière plastique extrudée. Ces plaques planes, étant fixées uniquement sur leur contour, peuvent être très mobiles et peuvent constituer des surfaces pouvant rayonner acoustiquement de manière efficace vers le conducteur.

2.2.3 Cabine

La cabine du véhicule est une option offerte par le manufacturier au modèle de base. La cabine est constituée de deux portes s'ouvrant vers l'arrière afin de faciliter l'accès, d'un pare-brise laminé qui peut s'ouvrir en cas de besoin, d'un toit de polypropylène moulé ayant une double paroi en feutre et d'une fenêtre arrière, dont la section centrale peut coulisser afin de permettre son ouverture. Les portes sont également munies de fenêtres coulissantes. Les composantes de cette cabine peuvent se démonter aisément.

Cette cabine constitue, d'un point de vue acoustique, un espace clos par des surfaces généralement réfléchissantes : un champ acoustique réverbérant peut ainsi s'établir [5]. Aussi, étant donné que les parois constituant la cabine sont relativement légères, un couplage entre les modes des parois et les modes de cavité peut être possible en basses fréquences.



Tiré de: http://parts.can-am.brp.com/Index.aspx?s1=5omh1o5nuh5iag07omhrbn2sp7&catalog_id=1&language_id=1&siteid=1

Figure 2.13 Plaques protectrices du châssis.

2.2.4 Pneus

Le véhicule étant conçu pour rouler hors-route, il est muni de pneus à crampons surélevés. Le contact de ces crampons avec un sol meuble tel que du gazon, de la terre non-durcie ou du sable permet de maximiser la motricité. Il est toutefois appréhendé que le contact de ces crampons avec un sol plus dur tel que la terre battue ou l'asphalte, sera à la fois une source sonore aérienne importante et aussi une source solidienne puisque les vibrations ainsi engendrées pourront se transmettre au châssis via les divers points d'ancrage de la suspension du véhicule.

CHAPITRE 3

Mise en place de l'analyse des sources et chemins de transfert en condition opérationnelle

Au cours de ce chapitre, un état des lieux sur les niveaux sonores mesurés à l'opérateur est tout d'abord présenté pour différentes conditions d'utilisation et différentes configurations du véhicule. Une description détaillée de l'instrumentation et des conditions de mesures opérationnelles est ensuite fournie. Par la suite, une description de la méthodologie de l'analyse des chemins de transfert en condition opérationnelle (OTPA) utilisée pour identifier et hiérarchiser les sources et chemins de transfert du véhicule récréatif est entreprise. Finalement, un bilan des principaux contributeurs et chemins de transfert déterminés via cette analyse est détaillé.

3.1 État des lieux : niveaux sonores pour le conducteur et le passager

La mesure des niveaux sonores à l'opérateur et au passager pour différentes configurations de véhicule, du nombre de roues embrayées et différents régimes moteurs est tout d'abord effectuée afin d'obtenir un premier état des lieux avant l'application de l'analyse OTPA. Un aperçu qualitatif des sources sonores est alors établi et permettra de mieux préparer les prochaines étapes de l'analyse OTPA. Ces mesures, effectuées sur une piste gazonnée, ont été répétées trois fois afin d'en évaluer la variabilité. Les paramètres de calcul des spectres pour cette section sont les suivants : fréquence d'échantillonnage de 20480 Hz, résolution fréquentielle de 1 Hz, fenêtrage temporel de Hanning.

Lorsque le véhicule est à l'arrêt et que le moteur tourne au ralenti, soit à un régime d'environ 1200 t/min, le contenu fréquentiel est dominé par les basses fréquences, tel qu'illustré à la figure 3.1. La figure 3.2, montre que les plus hauts niveaux correspondent aux harmoniques 4, 2.5 et 4.5 de la fréquence fondamentale de rotation du moteur, soit respectivement aux fréquences de 83, 51.5 et 92.7 Hz, ci-après nommés « ordres moteur » et qu'il n'y a pas une différence significative entre le niveau sonore mesuré au conducteur et avec celui mesuré au passager, sauf pour la zone fréquentielle allant de 400 à 500 Hz. Les ordres moteurs sont des multiples ou harmoniques de la fréquence fondamentale de rotation

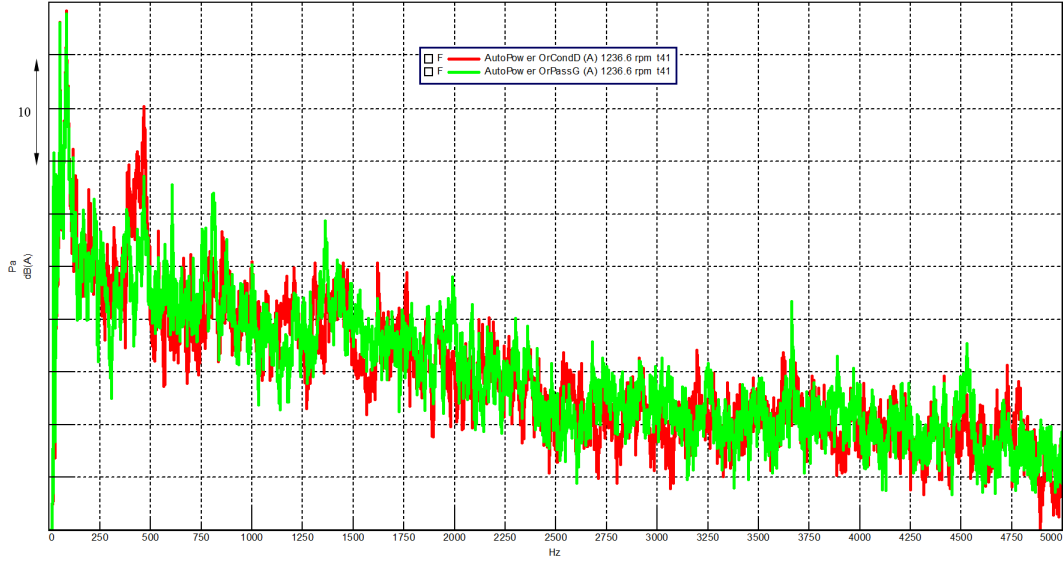


Figure 3.1 Spectre fréquentiel du niveau de pression acoustique mesuré pour le conducteur et le passager lorsque le véhicule est immobile et que le moteur tourne au ralenti (1200 t/min). Tracé rouge, conducteur; tracé vert passager.

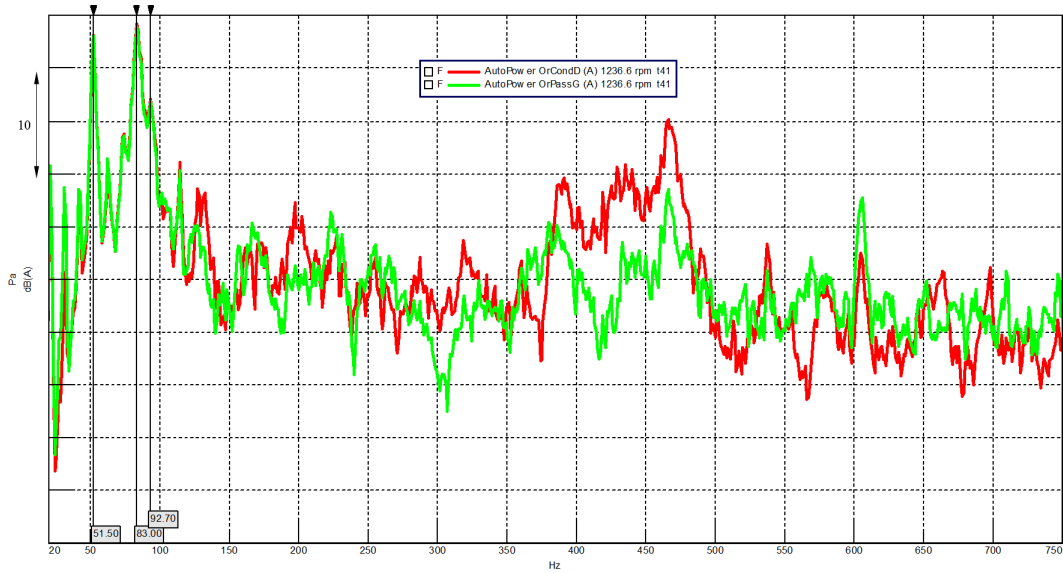


Figure 3.2 Spectre fréquentiel du niveau de pression acoustique mesuré pour le conducteur et le passager lorsque le véhicule est immobile et que le moteur tourne au ralenti (1200 t/min). Tracé rouge, conducteur; tracé vert passager.

du moteur : l'ordre 1 correspondant aux phénomènes se répétant une fois par révolution du moteur tel qu'un balourd ou un cycle thermodynamique à quatre temps complet des deux cylindres du moteur, chaque cylindre effectuant les quatre cycles thermodynamiques en deux révolutions moteur soit $\frac{1}{2}$ ordre pour chaque cylindre, l'ordre 2 correspondant à

la première harmonique de la fréquence fondamentale de la révolution du moteur, et ainsi de suite. De manière générale, la fréquence f_{Ordre} en Hz d'un ordre n donné vaudra donc $f_{Ordre} = n * N/60$ où N est le régime moteur en t/min.

La figure 3.3 présente les niveaux de pression mesurés à vitesse constante stabilisée autour de 16 km/h en comparant les cas d'embrayage des roues arrière (2x4) et d'embrayage des quatre roues (4x4). Aucune différence significative de niveau entre ces deux conditions



Figure 3.3 Spectre fréquentiel du niveau de pression acoustique mesuré pour le conducteur à vitesse constante de 16 km/h, régime moteur de 3200 t/min, soit ordre 1 ≈ 53.3 Hz et ordre 2 ≈ 106.7 Hz) pour les conditions de roues arrière embrayées (vert) et quatre roues embrayées (rouge), cabine fermée.

n'est visible et les pics correspondant aux ordres moteur 2 et 1 dominent le niveau global.

Le niveau élevé mesuré au conducteur et au passager autour de 462 Hz, n'est ni relié aux ordres moteur, ni aux ordres de vitesse de rotation de l'arbre entraînant les roues arrière : une amplitude élevée est présente pour tous les régimes moteurs à cette fréquence lors d'une montée graduelle en régime tel que montré à la figure 3.4. Ceci est probablement causé par un mode rayonnant d'une ou des pièces du véhicule qui ne peut être identifiée à cette étape.

Lorsque les quatre roues sont embrayées et que le régime moteur atteint les 4300 t/min, une vibration et de hauts niveaux sonores sont perçus pour le conducteur et le passager. Ces niveaux sont dominés, en ordre décroissant, par les ordres moteurs 3, 2 et 1 et le

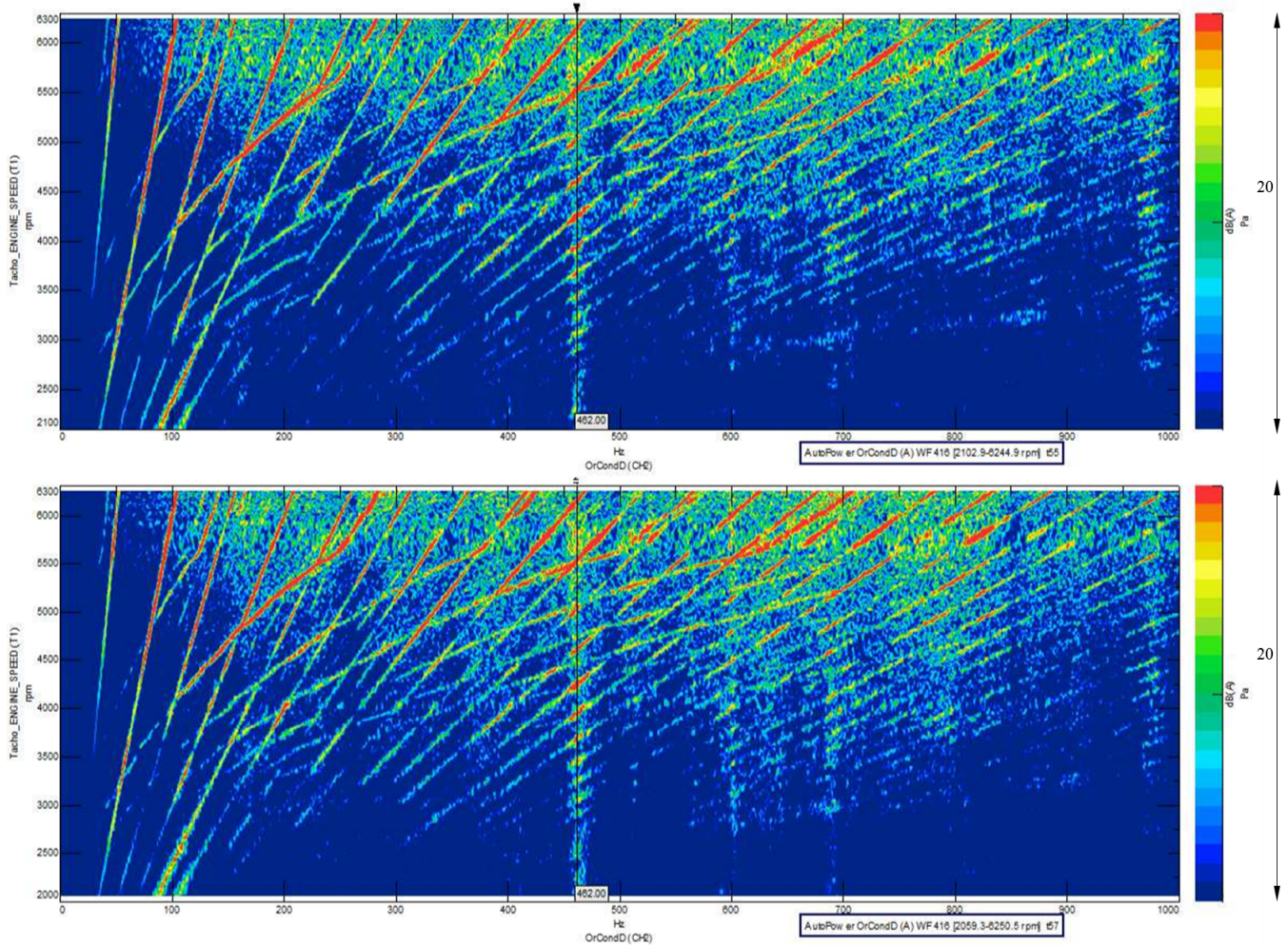


Figure 3.4 Spectre fréquentiel du niveau de pression acoustique mesuré pour le conducteur lors d'une lente montée en régime pour les conditions de roues arrière embrayées (bas) et quatre roues embrayées (haut), cabine fermée.

niveau de l'ordre moteur 2 est plus élevé pour le passager que le conducteur, tel qu'illustré à la figure 3.5. Il est à noter que ce comportement n'est pas observé pour un même régime moteur et une même vitesse véhicule lorsque seulement les roues arrière sont embrayées, tel qu'illustré à la figure 3.4.

Finalement, lorsque l'ouverture maximale du papillon du carter d'accélérateur (*Wide Open Throttle* ou *WOT* en anglais) est commandée à partir de l'arrêt, on note des niveaux sonores globaux plus élevés de 1.2 dB(A) et 1.4 dB(A) respectivement pour le conducteur et le passager, lorsque les quatre roues sont embrayées et que la cabine est dite « fermée », soit lorsque le pare-brise, les fenêtres latérales et la fenêtre arrière sont fermées comparativement à la condition de cabine dite « ouverte » où toutes les fenêtres et le pare-brise sont ouverts, tel que montré à la figure 3.6.

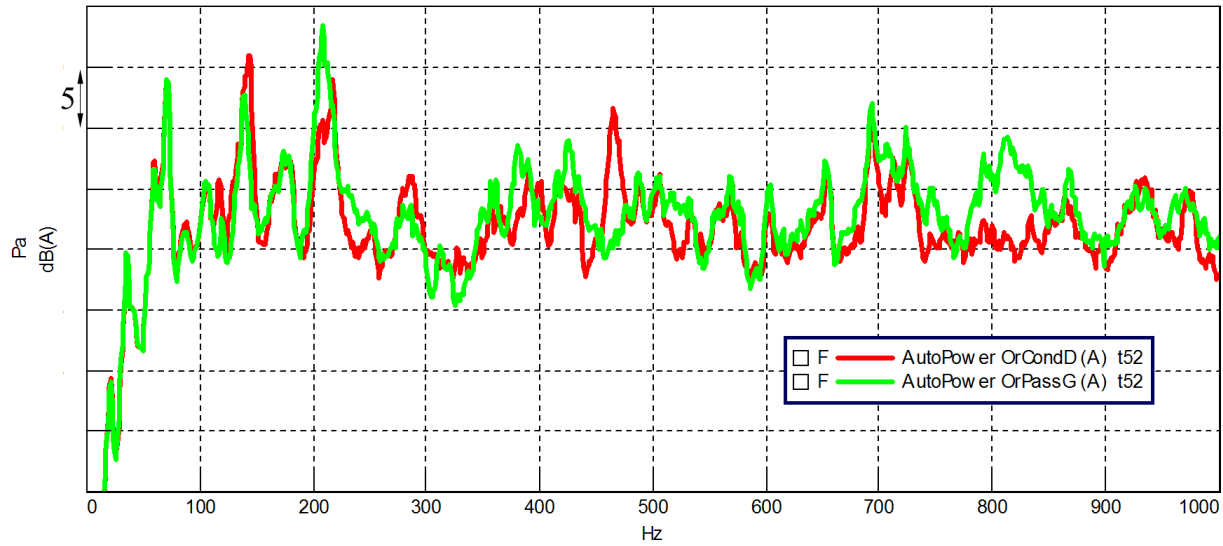


Figure 3.5 Spectre fréquentiel du niveau de pression acoustique mesuré pour le conducteur (rouge) et le passager (vert) à un régime moteur de 4300 t/min, quatre roues embrayées, cabine fermée.

Pour toutes ces configurations, le contenu fréquentiel est surtout dominé par les harmoniques des fréquences fondamentales de la rotation moteur en basses fréquences, soit entre 20 Hz et 400 Hz.

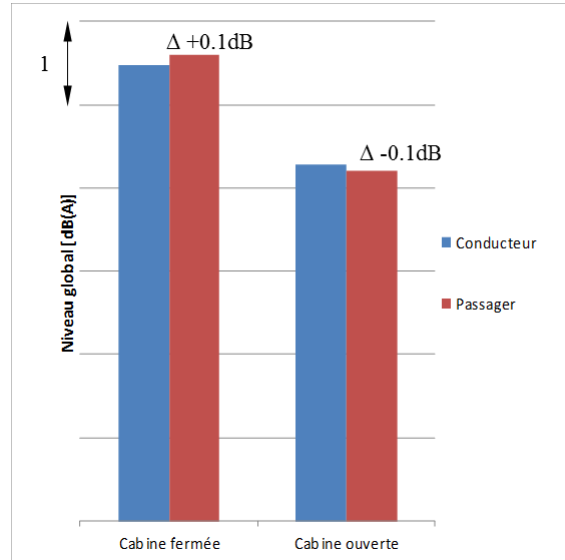


Figure 3.6 Niveau global de 20 à 5000 Hz. Comparaison du niveau global maximum obtenu au conducteur (bleu) et au passager (rouge) avec pleine ouverture du papillon mesuré à une vitesse de 50 km/h et régime moteur de 7250 t/min lorsque la cabine est fermée et ouverte.

3.2 Mesures opérationnelles

La mise en place de l'analyse des chemins de transfert en condition opérationnelle (OTPA) requiert, tel que décrit à la section 2.1.3, l'obtention de signaux d'indicateurs de sources sonores et des signaux de récepteurs pendant le fonctionnement du véhicule. L'instrumentation utilisée, les conditions de mesures ainsi que les niveaux sonores enregistrés sont décrits dans cette section.

3.2.1 Instrumentation

Afin de limiter le risque d'omission de sources sonores, le choix de considérer un grand nombre d'indicateurs est fait et est rendu possible grâce à l'utilisation de deux frontaux fabriqués par Siemens-LMS Testing Solutions (LMS) ayant quarante canaux chacun. Au total, soixante-neuf voies de mesures sont utilisées et réparties, tel que dans le tableau de la figure 3.7

| Type | Nombre | Nombre de canaux | Type de capteurs |
|------------------------------|--------|------------------|---------------------------|
| Récepteurs u_3 | 2 | 2 | 2 microphones |
| Indicateurs de sources u_4 | 51 | 67 | 17 microphones |
| | | | 8 Accéléromètre tri-axes |
| | | | 26 accéléromètres uniaxes |

Figure 3.7 Tableau résumé des capteurs utilisés pour OTPA.

Ayant établi à la section 3.1 que le contenu fréquentiel est largement dominé par les harmoniques moteur, un grand nombre d'indicateurs de sources sont localisés sur des composantes près du moteur et de ses systèmes périphériques, tels que l'admission d'air, les parois du moteur et de la boîte de vitesse, le système d'échappement, les points d'ancrage moteur, etc. Il est à préciser que le temps requis pour compléter l'instrumentation est important, soit environ trois semaines à temps complet pour une personne, bien qu'il est de l'avis de l'auteur qu'une équipe expérimentée pourrait compléter cette tâche plus rapidement.

Aussi, comme les mesures de la section précédente ont révélé de plus forts niveaux sonores à l'opérateur et au passager lorsque la cabine est fermée, des indicateurs sont entre autres positionnés sur la cloison séparant le compartiment moteur et l'habitacle, sur les planchers et sur les plaques de protection du châssis.

Finalement, des indicateurs sont positionnés pour capter les bruits liés au roulement du véhicule : des microphones sont localisés, entre autres, dans les passages de roues, près du différentiel avant et un accéléromètre est localisé près de la fixation du différentiel avant.

Il est à noter que dans le cas de l'installation des microphones, ceux-ci ont été positionnés le plus près possible des sources afin de limiter le risque de contamination par d'autres sources. On minimise ainsi la possibilité que l'indication de la source ne soit pas liée à la source.

3.2.2 Conditions d'essais

L'ensemble des essais sur piste présentés dans la suite de ce document se sont déroulés sur une piste asphaltée. Les mesures sont toujours effectuées à partir du même point de départ et dans le même sens de la piste ; la piste ayant une légère pente ascendante. Une image satellite montrant le point de départ et la direction utilisée est donnée à la figure 3.8. Enfin, comme le roulement des pneus à crampons du véhicule sur l'asphalte occasionne une hausse du niveau sonore, des pneus de type automobile sont installés sur le véhicule afin de minimiser leur contribution puisque l'utilisation typique du véhicule est sur un sol meuble où la contribution anticipée du roulement des pneus est faible.

Tel que suggéré dans [7], une accélération lente permet de faire varier de manière progressive l'amplitude des indicateurs de sources résultant ainsi en un meilleur conditionnement de la matrice des entrées \mathbf{U}_4 (voir l'équation 2.9). Afin de favoriser la répétabilité des mesures et d'être en mesure de comparer des acquisitions réalisées à des moments différents, une stratégie de contrôle logiciel du régime moteur est utilisée. Au moyen d'une

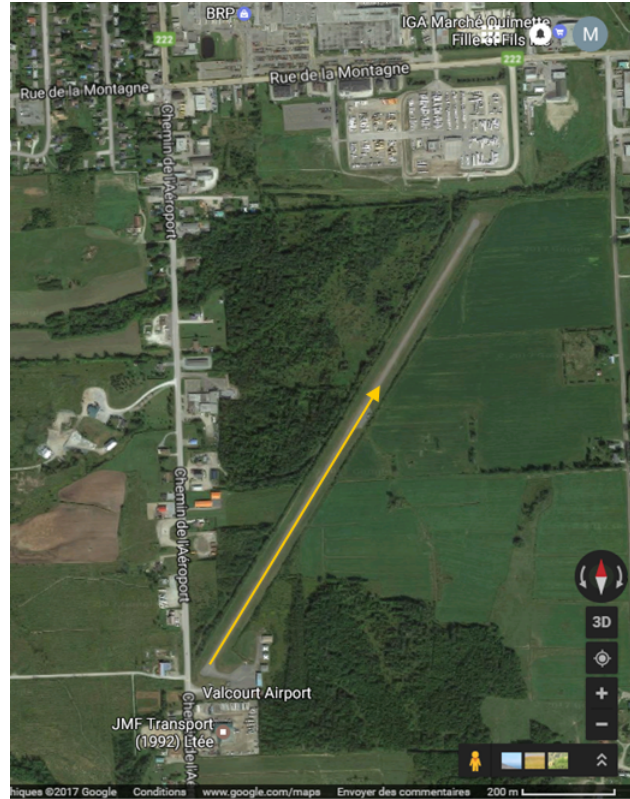


Figure 3.8 Vue aérienne de la piste asphaltée, direction et point de départ des mesures, tiré de Google Maps.

commande de limite de régime moteur variant avec le temps, le régime moteur progresse de manière lente et à un taux constant. Le régime de départ et le taux d'augmentation du régime peuvent être ajustés dans le logiciel de contrôle. Un exemple de répétabilité de régime moteur et de vitesse véhicule est montré à la figure 3.9. La disponibilité de ce système de contrôle va permettre de faciliter les comparaisons entre les deux principales séries d'essais, réalisées en novembre 2016 pour la première analyse, puis en juin 2017 pour la série de mesures incluant les modifications.

On remarque que les variations du régime moteur et les variations de la vitesse du véhicule d'un essai à l'autre sont très faibles, ce qui occasionne de faibles variations de niveaux globaux de pression acoustique pour le conducteur, voir la figure 3.10. Les plus grandes variations étant attribuables au bruit d'écoulement d'air où le vent présent au moment de l'enregistrement vient s'ajouter lorsque la vitesse du véhicule atteint les 70 km/h soit à partir de 5500 t/min, le véhicule n'ayant pas de cabine pour ces mesures.

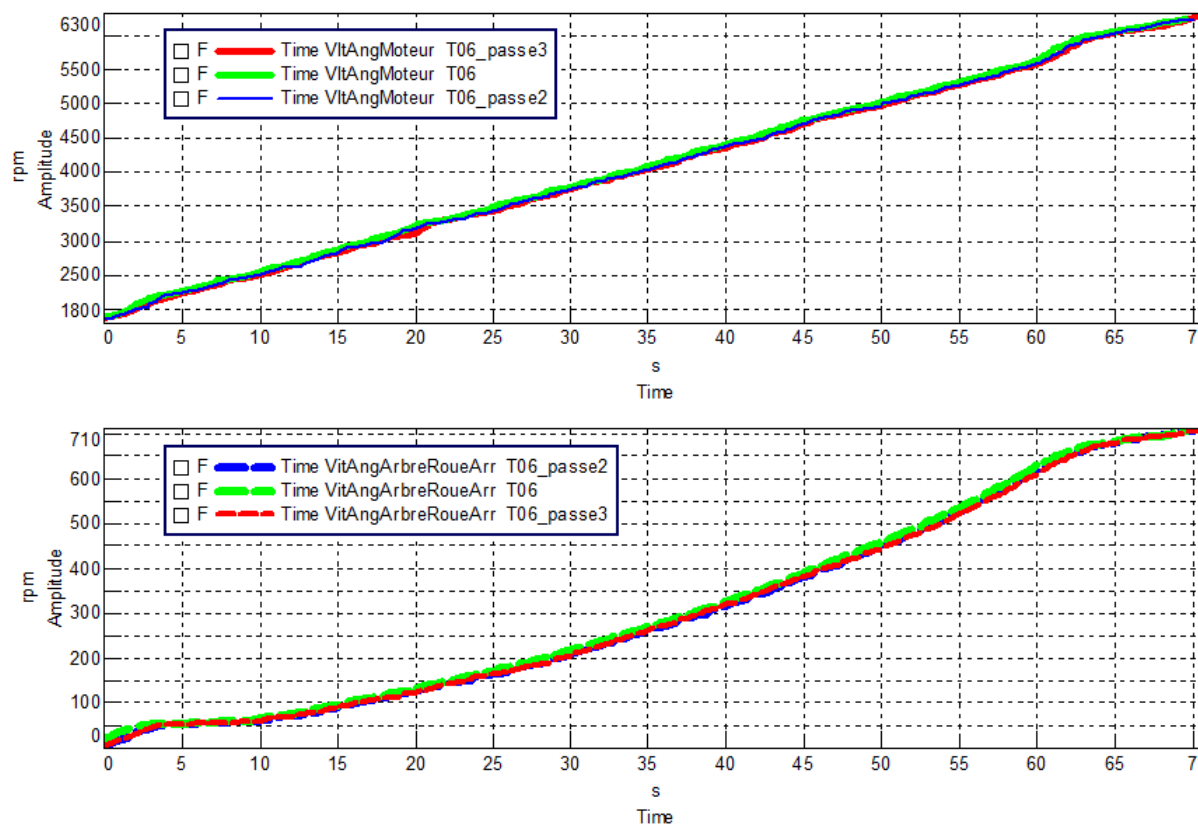


Figure 3.9 Répétabilité des régimes moteur (haut) et de la vitesse de rotation des roues arrière (bas) pour trois mesures successives.

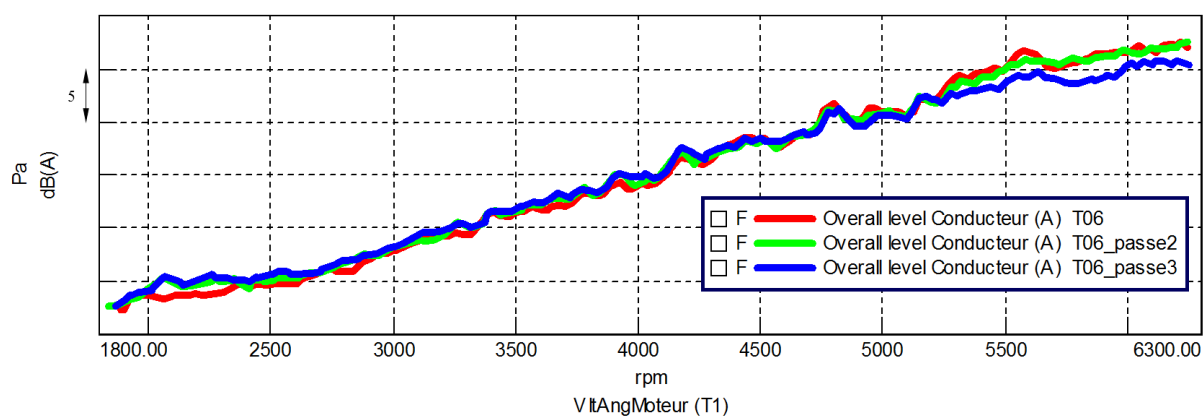


Figure 3.10 Répétabilité des niveaux globaux au conducteur pour trois mesures successives.

Configurations testées

Comme pour le cas du premier état des lieux sur piste gazonnée, l'influence de trois variables principales a de nouveau été testée, soit le nombre de roues embrayées, la confi-

guration de l'habitacle et le type de pneus. Une matrice des configurations testées est présentée à la figure 3.11.

| No test | Nombre roues embrayées | Rapport Transmission | Condition cabine | Type de pneus |
|---------|------------------------------|-------------------------|---------------------|------------------|
| T06 | 4x4 | H | Ouverte | Auto |
| T07 | 2x4 | H | Ouverte | Auto |
| T08 | 4x4 | H | Ouverte | Origine |
| T09 | 4x4 | H | Fermée | Origine |
| T10 | 4x4 | H | Fermée | Auto |
| T11 | 2x4 | H | Fermée | Auto |

Figure 3.11 Configurations des véhicules mesurées.

Ces facteurs et ces niveaux ont été choisis afin de couvrir la plus large gamme de cas d'utilisation concrets que les utilisateurs du véhicule peuvent rencontrer.

3.2.3 Niveaux sonores globaux au conducteur, effet de la pondération

Afin d'évaluer l'effet de ces différentes configurations, un tracé des niveaux globaux de pression acoustique au conducteur en fonction du régime moteur est présenté à la figure 3.12.

Peu de variations de niveau sont visibles au cours d'une montée en régime alors que cette représentation des données est contradictoire avec le jugement perceptif de l'auteur et des autres personnes ayant participé aux mesures. La pondération A, couramment utilisée dans le domaine automobile, semble être la cause. Tel que mentionné dans Hansen [5], la pondération A a été développée pour approximer la réponse de l'oreille humaine pour de faibles niveaux sonores. Pour des niveaux supérieurs à 85 dB, la pondération C est généralement utilisée. Tel que montré à la figure 3.13, l'atténuation des basses fréquences est beaucoup plus élevée pour la pondération A que pour la pondération C.

En fait, la pondération C modifie très peu le contenu fréquentiel, tandis que la pondération A le modifie très fortement pour les bandes de tiers d'octave inférieures à 500 Hz. Les niveaux globaux au conducteur calculés avec la pondération C sont, de l'avis des différents utilisateurs du véhicule incluant l'auteur, plus fidèles à la perception ressentie par le conducteur et une plus grande différence entre toutes ces configurations ressort alors, tel que montré à la figure 3.14. Étant donné le contenu fréquentiel du bruit généré dans l'habitacle, particulièrement marqué par les basses fréquences comme montré en section 3.1,

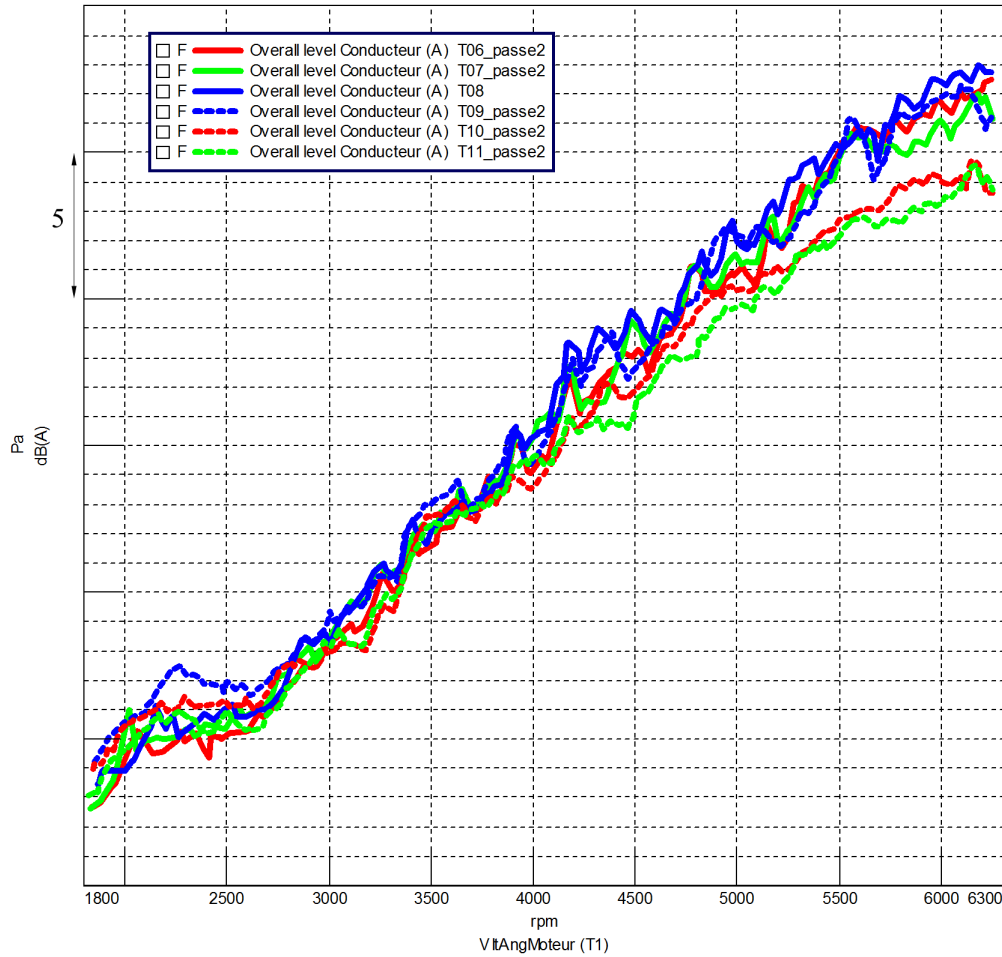


Figure 3.12 Niveaux globaux au conducteur pour les configurations véhicule du tableau 3.11.

il apparait logique qu'une pondération atténuant fortement le contenu de ce domaine fréquentiel ne sera pas adaptée.

Tel que vu dans les mesures de la section 3.1, on remarque à la figure 3.14 que les niveaux globaux à l'opérateur sont plus élevés à bas régime lorsque l'habitacle est fermé que lorsqu'il est ouvert. Passé le régime de 4600 t/min, la contribution du bruit généré par l'écoulement d'air lorsque la cabine est ouverte devient importante puisque le véhicule atteint alors environ 45 km/h, tel que montré à la figure 3.15.

On remarque aussi sur cette figure que les lignes courbes représentent les harmoniques liées à la rotation des roues.

Bien que la question de la perception sonore est un domaine d'expertise en soi et n'est pas l'objet de cette recherche, pour le reste de ce mémoire, la pondération C sera systématiquement utilisée pour traiter les résultats de mesures.

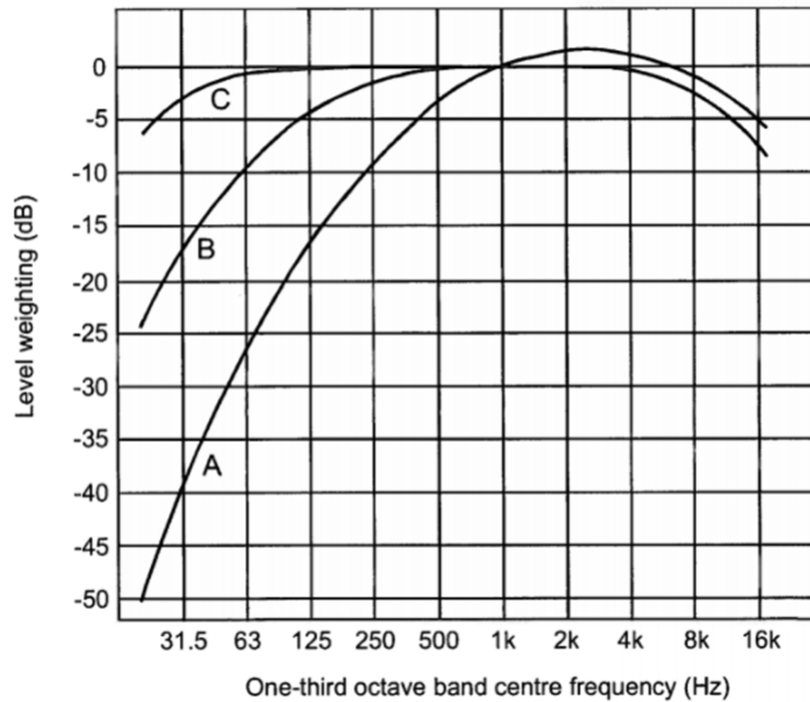


Figure 3.13 Pondérations A, B et C selon la norme ANSI S1.42-2001, fournies par bande de tiers d'octave, tiré de [5].

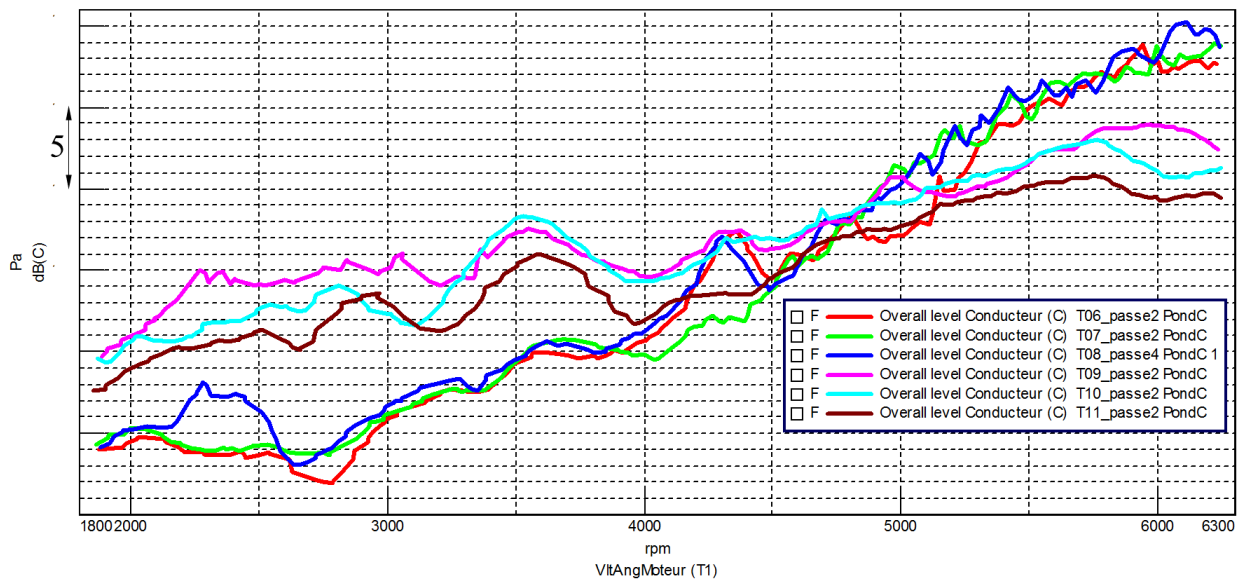


Figure 3.14 Niveaux globaux au conducteur de toutes les configurations véhicule du tableau 3.11.

Pour la suite du mémoire, par souci de concision, la validation de la méthode utilisée pour hiérarchiser les sources sonores du véhicule sera effectuée sur la configuration en

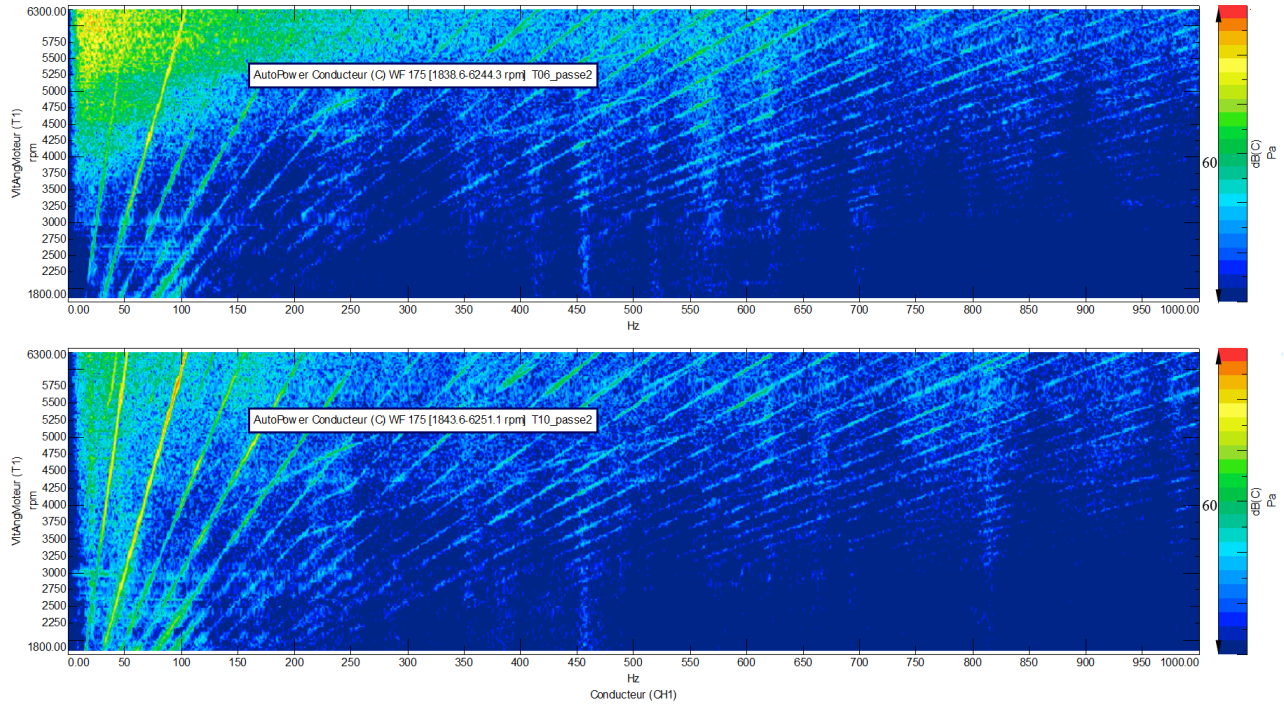


Figure 3.15 Comparaison des niveaux sonores mesurés pour le conducteur lorsque la cabine est ouverte (haut) et fermée (bas), pour une configuration véhicule où les quatre roues sont embrayées et les pneus sont de type automobile.

cabine fermée, avec les quatre roues embrayées et les pneus de type automobile, soit la configuration T10 du tableau de la figure 3.11. Cette configuration est celle où le niveau global pour le conducteur est le plus élevé en tentant de réduire au minimum la contribution du roulement des pneus sur la piste. On donnera quand même en section 3.4.1 quelques éléments sur les autres configurations testées.

3.3 Méthodologie d'analyse OTPA

La méthodologie utilisée pour analyser les contributions au conducteur des diverses sources et chemins de transfert est expliquée en détails dans cette section.

3.3.1 Organisation des matrices des indicateurs de source U_4 et des récepteurs U_3

Tous les signaux des indicateurs et des récepteurs sont échantillonnés simultanément à la fréquence d'échantillonnage de 20480 Hz. Toutes les données temporelles brutes sont exportées au format de structure Matlab. Les spectres fréquentiels de chacune de ces

traces sont ensuite calculés afin d'obtenir une résolution fréquentielle de 1 Hz, en utilisant un fenêtrage de Hanning avec un taux de recouvrement de 75%.

La valeur du recouvrement est définie afin que le nombre de mesures r soit environ quatre fois plus grand que le nombre d'indicateurs n , tel que mentionné à la section 2.1.3. De cette façon, le problème est sur-déterminé puisque le nombre r d'équations est supérieur au nombre n d'inconnues.

Les spectres des indicateurs ainsi obtenus sont rangés dans la matrice \mathbf{U}_4 de dimensions $r \times n \times f$, r étant le nombre de mesures ou spectres obtenus, n , le nombre d'indicateurs de sources et f , le nombre de fréquences, tel que mentionné à l'équation 2.11. On a donc, dans ce cas-ci, $r = 283$, $n = 67$ et $f = 10240$.

De même, la matrice des récepteurs \mathbf{U}_3 est constituée des spectres des récepteurs, soit du conducteur et du passager, et a les dimensions $r \times p \times f$ où p est le nombre de récepteurs, soit $p = 2$ dans ce cas-ci.

3.3.2 Calcul de la matrice de transmissibilité par la décomposition en valeurs singulières

La matrice des fonctions de transmissibilité $\tilde{\mathbf{T}}_{34}^{\mathbf{B}}$ est ensuite calculée en utilisant la méthode de décomposition en valeurs singulières.

La matrice Σ de l'équation 2.11 est ensuite tronquée tel que montré à l'équation 2.12 pour chaque bande de fréquence en supprimant toutes les valeurs singulières inférieures à 1% de la valeur singulière maximale de façon à ce que son nombre de conditionnement (*condition number* en anglais) soit égal ou inférieur à 100, tel que mentionné dans [19] et dans [7]. En comparant le nombre de conditionnement avant et après troncature de la matrice Σ , on remarque que cette régularisation est nécessaire pour toutes les fréquences, les nombres de conditionnement sans troncature allant jusqu'à dépasser 10000, voir figure 3.16. À partir de la matrice Σ_{tr} , on calcule $\tilde{\mathbf{T}}_{34}^{\mathbf{B}}$, tel que dans l'équation 2.15.

3.3.3 Calcul des contributions des indicateurs de sources

On calcule ensuite la contribution $\{C_{q,i}\}$ de l'indicateur i pour le récepteur q pour chacune des bandes de fréquence f , en multipliant la matrice $\mathbf{U}_{4,i}$ qui est égale à la matrice \mathbf{U}_4 ayant toutes ses colonnes annulées sauf la colonne correspondant à l'indicateur i , par la colonne q du récepteur souhaité de la matrice de transmissibilité $\tilde{\mathbf{T}}_{34}^{\mathbf{B}}$.

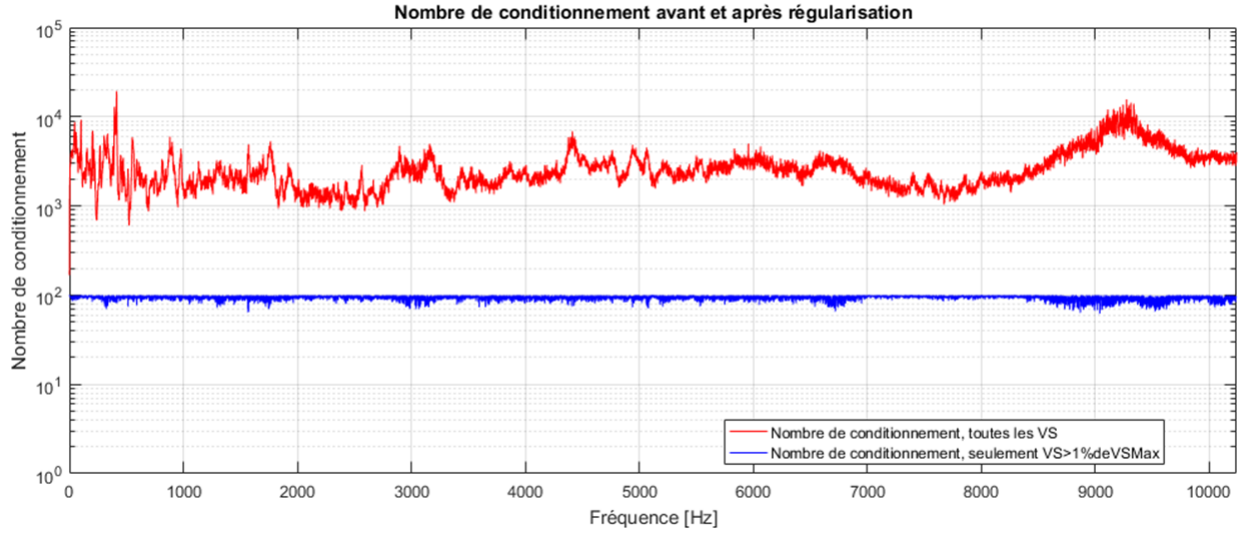


Figure 3.16 Effet de la régularisation sur le nombre de conditionnement de la matrice Σ , sans régularisation (trait rouge) et avec régularisation (trait bleu).

La matrice des contributions \mathbf{C}_q pour le récepteur q pour chaque bande de fréquence f est ensuite assemblée selon l'équation 3.1.

$$[\mathbf{C}_q]_{(r \times n)} = \left[\{C_{q,1}\}, \{C_{q,2}\}, \dots, \{C_{q,i}\}, \dots, \{C_{q,n}\} \right] \quad (3.1)$$

3.3.4 Pondération des réponses et des contributions

On applique ensuite la pondération C sur les réponses mesurées, les réponses synthétisées et les contributions de chacun des indicateurs, selon la norme ANSI S1.42-2001.

3.3.5 Comparaison des réponses mesurées et synthétisées

Afin de faire une première évaluation de la qualité de la synthèse, on compare les niveaux acoustiques globaux en dB(C) de la réponse mesurée et ceux de la réponse synthétisée à partir de la matrice $\tilde{\mathbf{T}}_{34}^B$.

Pour la mesure T10_passe2, l'écart est très faible, soit au maximum 0.5 dB sur l'ensemble de la montée de régime considérée, voir figure 3.17.

Cette condition à elle seule ne garantissant en rien la validité des contributions évaluées, elle permet néanmoins de démontrer que la décomposition en valeurs singulières de la matrice avec troncature est adéquate et l'hypothèse de linéarité du système est valide, soit que la réponse synthétisée est bien la somme des contributions individuelles, tel qu'illustré par l'équation 2.1.

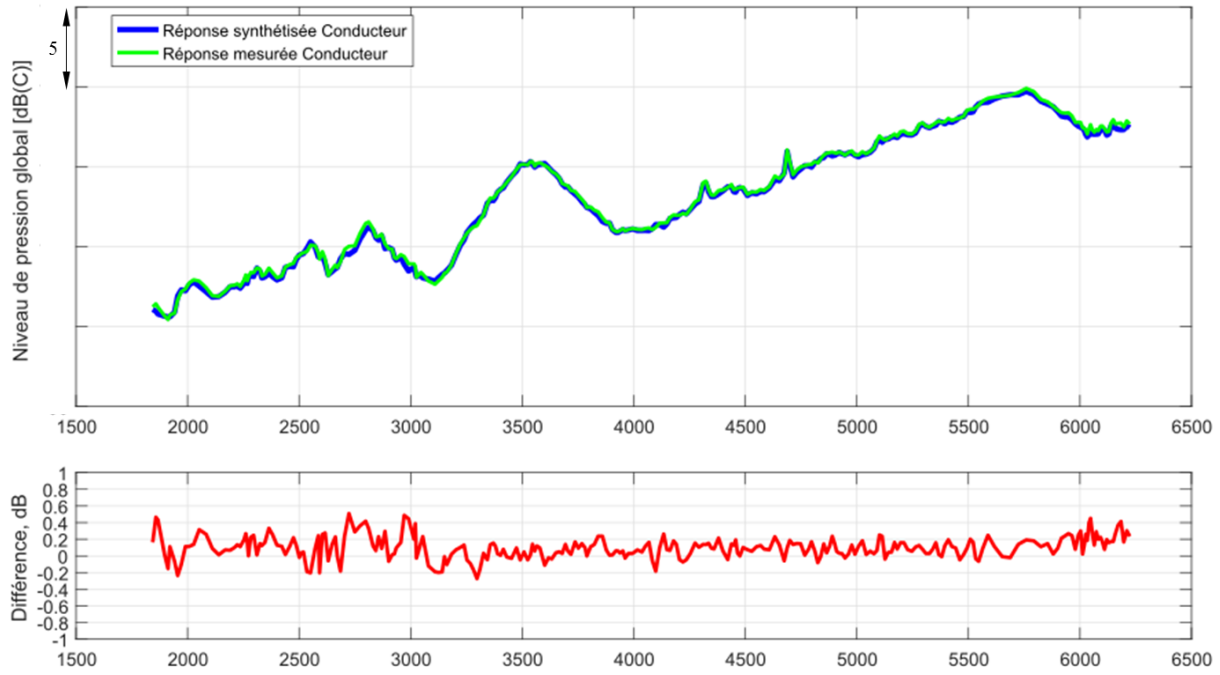


Figure 3.17 Différence entre la réponse mesurée et la réponse synthétisée en fonction du régime moteur pour la configuration véhicule cabine fermée, avec les quatre roues embrayées et les pneus de type automobile.

3.4 Hiérarchisation des sources

Comme les contributions de chacune des sources peuvent varier d'un régime moteur à l'autre, il est proposé, afin de hiérarchiser les contributions des différentes sources, de prendre la moyenne du niveau global pondéré C, de la fréquence $k = f_{inf}$ à la fréquence $k = f_{sup}$, de la contribution j au récepteur q ($\overline{C_{q,j}}$) pour chacun des régimes i , tel que décrit à l'équation 3.2. De cette façon, on peut obtenir un premier portrait global de la situation.

$$\overline{C_{q,j}} = \frac{1}{r} \sum_{i=1}^r \sum_{k=f_{inf}}^{f_{sup}} |C_{q,ijk}|^2 \quad (3.2)$$

avec $C_{q,ijk} \in [\mathbf{C}_q]_{(r \times n)}$ à la fréquence k

Les sept plus grandes contributions moyennes pour le conducteur avec $f_{inf} = 20$ Hz et $f_{sup} = 2000$ Hz pour la configuration véhicule cabine fermée, avec les quatre roues

embrayées et les pneus de type automobile, sont illustrées à la figure 3.18. Pour la majorité des cas étudiés, il est identifié empiriquement que la prise en compte de sept contributeurs représente bien les sources les plus dominantes et qu'un nombre plus élevé de contributions moyennes rend le tracé de la figure 3.2 plus difficile à interpréter. Le choix de la valeur de la borne supérieure f_{sup} est fait considérant que les niveaux sonores sont très faibles passé cette fréquence.

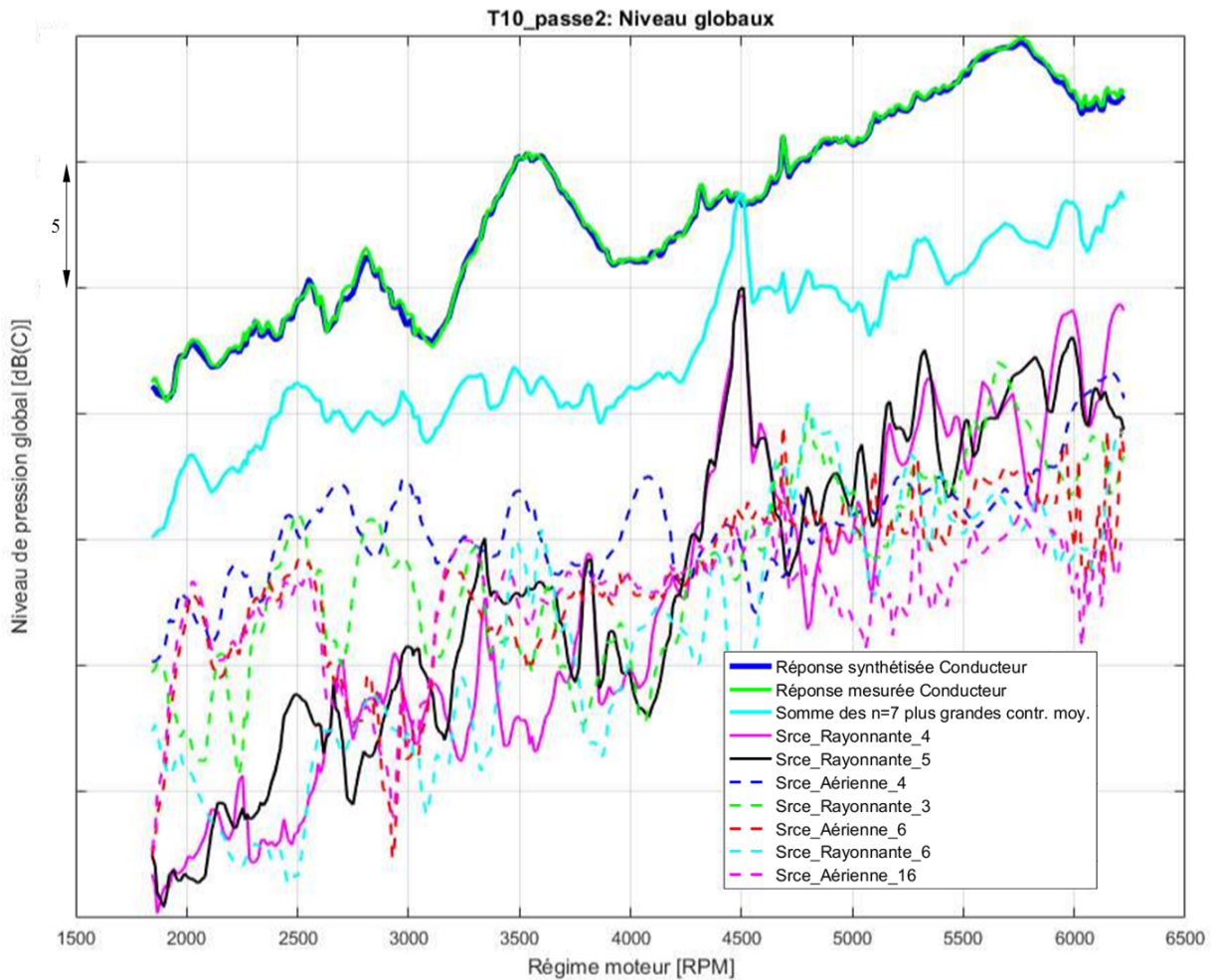


Figure 3.18 Sept plus grandes contributions pour la configuration 4x4, cabine fermée et pneus de type automobile, moyenne des niveaux globaux sur tous les régimes.

Lorsque la somme des sept plus grandes contributions conduit à un niveau très proche de celui de la réponse mesurée à un régime donné, tel qu'à 4500 t/min, les contributeurs identifiés représentent bien les sources dominantes. À l'inverse, lorsque la somme des sept

plus grandes contributions fournit un niveau très différent de celui de la réponse mesurée tel qu'à 3500 t/min, les contributeurs moyens ne représentent pas adéquatement les sources dominantes et une analyse plus détaillée pour ce régime est requise. Afin de bien visualiser les contributeurs moyens pour ce régime, un graphique représentant les contributions en ordre décroissant de niveau global de contribution et en fonction des fréquences est proposé, tel qu'illustré à la figure 3.19.

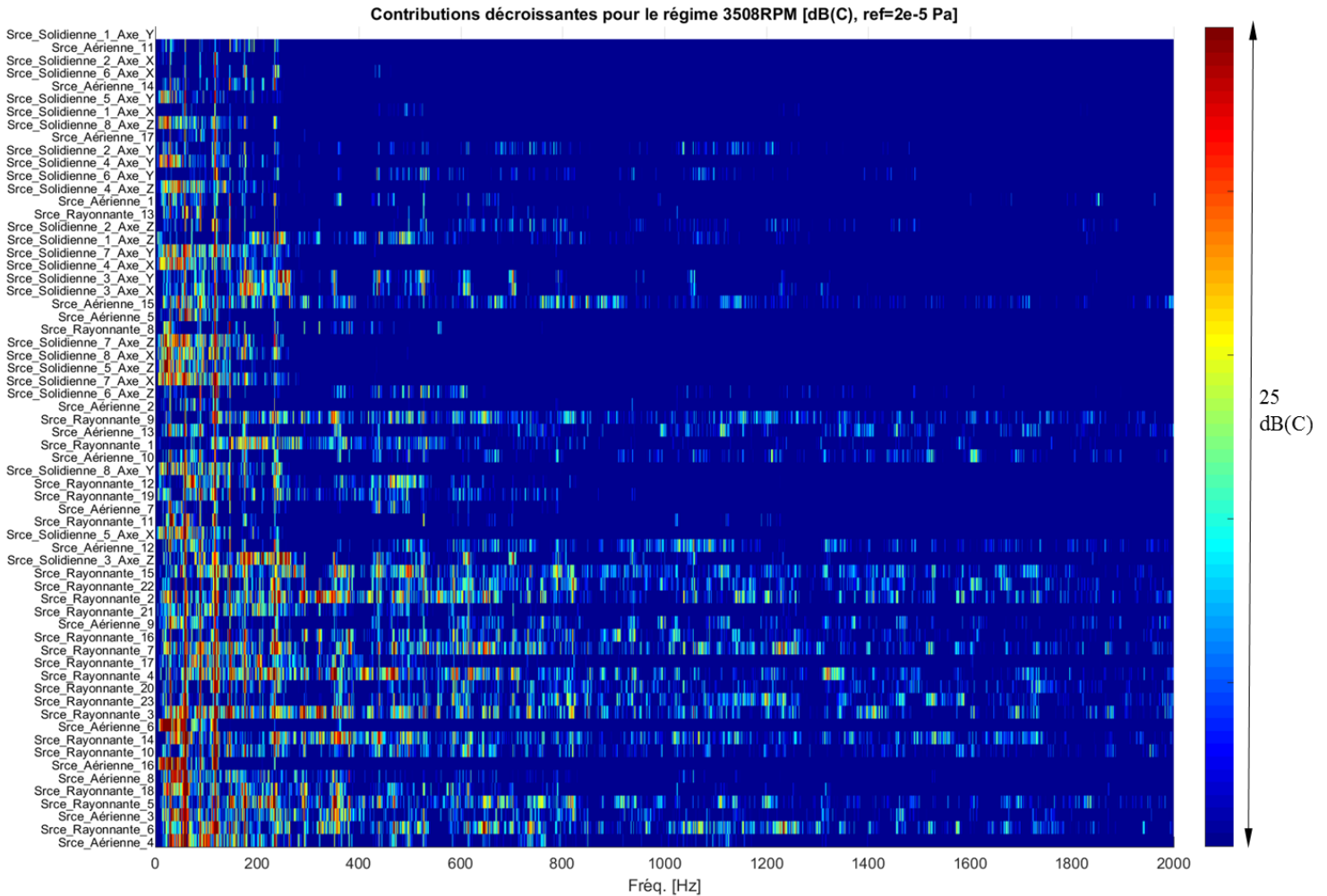


Figure 3.19 Contributions décroissantes pour la configuration 4x4, cabine fermée et pneus de type automobile, régime moteur de 3508 t/min.

On remarque que les contributions de la source aérienne numéro 3 (Srce_Aérienne_3), la source rayonnante numéro 18 (Srce_Rayonnante_18), la source rayonnante numéro 10 (Srce_Rayonnante_10) et la source rayonnante numéro 14 (Srce_Rayonnante_14) ne sont pas incluses dans les sept plus grandes contributions moyennes mais contribuent de façon majeure au niveau global perçu au conducteur pour ce régime moteur.

3.4.1 Sources dominantes pour les autres configurations de véhicule

Pour les autres configurations de véhicule mesurées telles que décrites à la figure 3.11, les sept plus grands contributeurs moyens au niveau sonore mesuré à l'opérateur, elles sont sensiblement les mêmes que celle de la configuration véhicule cabine fermée, avec les quatre roues embrayées et les pneus de type automobile, tel qu'illustré à la figure 3.20.

Les contributions moyennes sur tous les régimes de la source rayonnante numéro 17 (Srce_Rayonnante_17), la source aérienne numéro 7 (Srce_Aérienne_7), la source aérienne numéro 1 (Srce_Aérienne_1 et la source rayonnante numéro 8 (Srce_Rayonnante_8) diffèrent des sept sources dominantes identifiées pour la configuration où les quatre roues sont embrayées, cabine fermée et pneus de type automobile.

On remarque aussi que dans certains cas, la somme des niveaux globaux des sept plus grandes contributions excède le niveau global à l'opérateur. Ceci est causé par le fait que le calcul des niveaux globaux des sept plus grand contributeurs est une double somme, soit une somme cohérente pour les contributions et une somme incohérente en fréquence. La figure 3.21, qui illustre la contribution de différents indicateurs en ordre décroissant d'amplitude à la réponse au conducteur pour un régime moteur donné et une fréquence donnée, montre que la somme des amplitudes des sept plus grandes contributions calculées pour cette fréquence peut excéder l'amplitude de la réponse au conducteur. Pour cette fréquence, on remarque que la somme cohérente en amplitude et en phase de tous les contributeurs est bien égale à la réponse au conducteur synthétisée.

Il est aussi à noter que pour les configurations de véhicule où la cabine est ouverte, soit les essais T06, T07 et T08 du tableau 3.11, le bruit de vent présent en basses fréquences dans les spectres des microphones du conducteur et du passager est important, tel qu'illustré à la figure 3.6 , et conduit à un comportement non-linéaire de la sommation des contributeurs. Pour réduire l'écart entre la réponse mesurée et la réponse synthétisée pour ces cas, une segmentation des r mesures en $S = 6$ segments est effectuée : on calcule pour chacun de ces S segments les fonctions de transfert segmentées $\tilde{\mathbf{T}}_{34}^{\mathbf{B}}_{\text{SEG}}$, associées. On ajuste aussi le recouvrement afin d'obtenir, tel que décrit à la section 3.3.1, un nombre de mesures environ quatre fois plus grand que le nombre d'indicateur n pour chaque segment. Le calcul des contributions est ensuite effectué, de la même manière qu'expliqué à la section 3.3.3 à partir des fonctions de transfert segmentées. Aux frontières des segments, des discontinuités peuvent donc apparaître tel que montré à la figure 3.20.

3.4.2 Interprétation qualitative de la hiérarchisation obtenue

Parmi les sept plus grandes contributions moyennes identifiées se trouvent quatre parois, soit la source rayonnante numéro 5, numéro 4, numéro 6 et numéro 3. Ces parois sont fabriquées à partir de tôles d'acier inoxydable de 1.0 mm d'épaisseur et fixées de façon rigide au moteur). Ces parois constituent des surfaces à peu près planes, faiblement amorties, ayant donc un fort potentiel de rayonnement acoustique et de surcroît fortement excitées par les vibrations du moteur, tel qu'illustré à la figure 3.22. Il est donc sensé que ces parois se retrouvent parmi les sources qui dominent le niveau de pression acoustique au conducteur.

Aussi, la source aérienne numéro 4, troisième plus grande contribution moyenne dominant le niveau global au conducteur, surtout entre les régimes de 1900 et 4000 t/min, est fidèle à ce que l'auteur a perçu lors de la mesure, à savoir qu'on entend distinctement le bruit caractéristique de cette source pour de bas régimes moteur. Un graphique montrant la contribution de la source aérienne numéro 4 est donné à la figure 3.23.

Les contributions élevées de la paroi A (Srce_Aerienne_6) et de la paroi B (Srce_Aérienne_16) font elles aussi un certain sens puisque, ces parois sont fabriqués en polypropylène injecté d'épaisseur 3.0 mm et constituent des grandes surfaces souples directement connectées au châssis, notamment près du point d'ancrage du moteur avant. Ils peuvent donc être facilement excités par les vibrations du moteur, voir les figures 3.24 et 3.25 où les contributions respectives de la paroi A et de la paroi B sont illustrées. Il semble donc logique que ces contributions se retrouvent parmi les plus dominantes.

Finalement, il est intéressant de noter que le niveau élevé identifié à 462 Hz tel que décrit à la section 3.1 est principalement dû à la contribution de la source rayonnante numéro 4 comme le montre la figure 3.26.

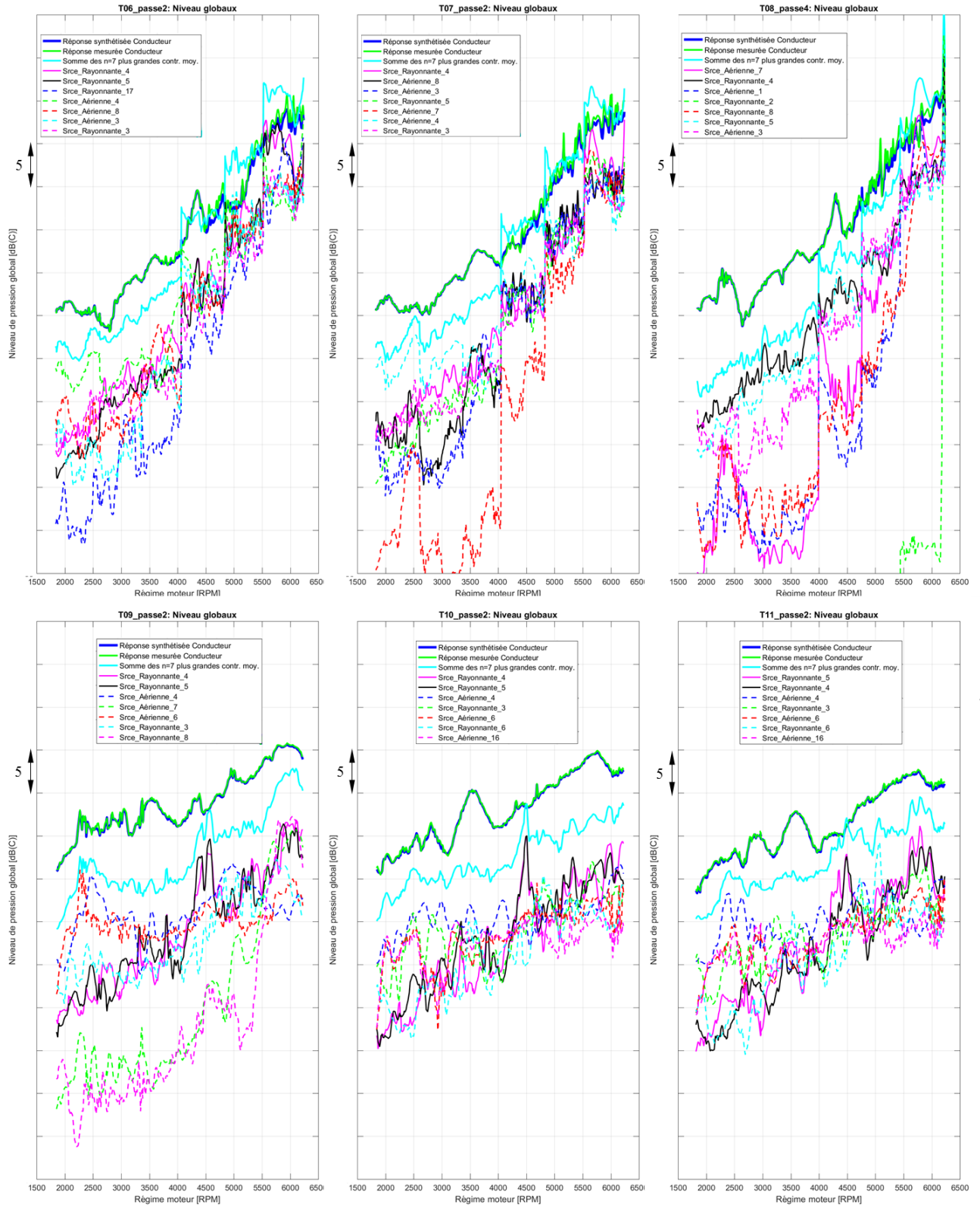


Figure 3.20 Sept plus grandes contributions pour toutes les configurations mesurées tel qu'indiquées dans le tableau 3.11, moyenne des niveaux globaux sur tous les régimes.

Analyse des contributions en amplitude et en phase de toutes les sources au régime 3385[RPM], pour la fréquence 255 [Hz]

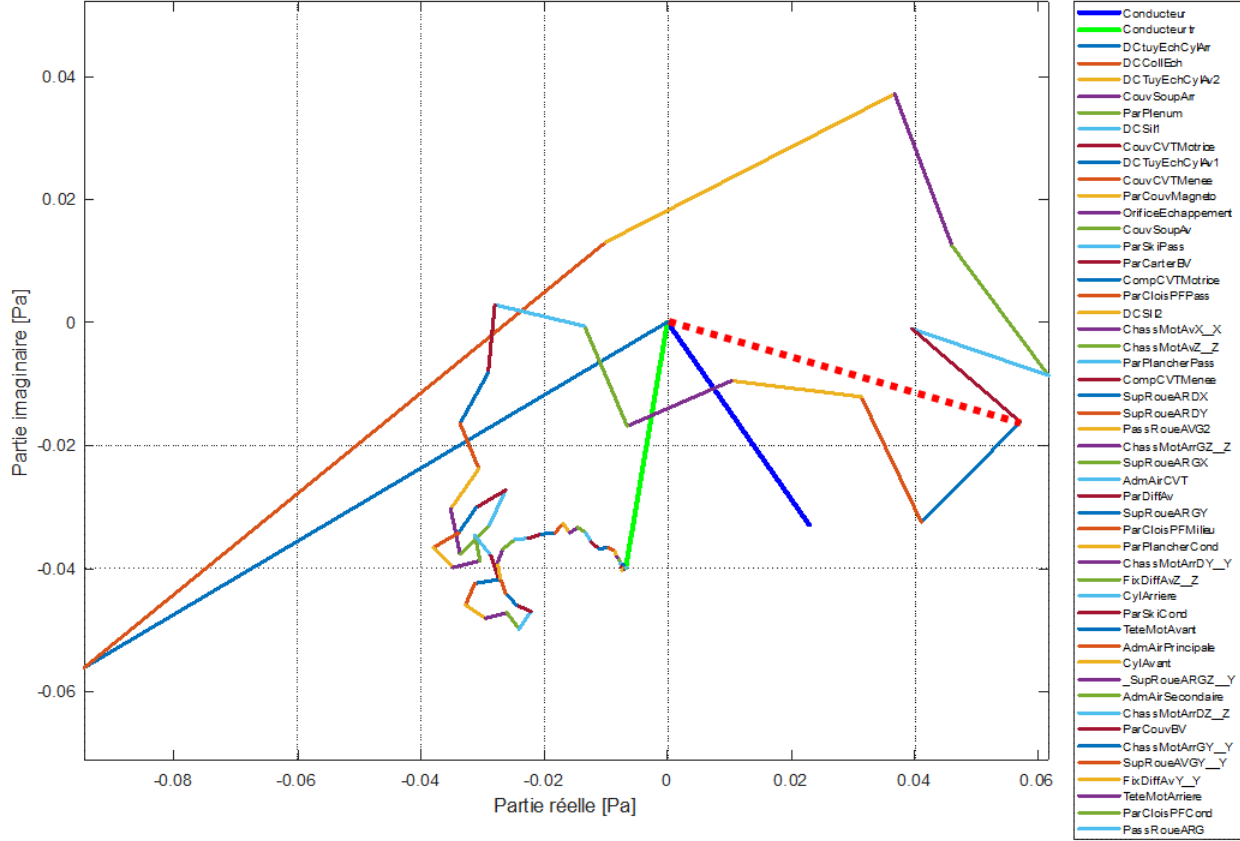


Figure 3.21 Contributions à la réponse synthétisée au conducteur en ordre décroissant d'amplitude des différentes sources pour un régime de 3385 t/min à la fréquence 255 Hz. Réponse au conducteur mesurée (trait bleu épais), réponse au conducteur synthétisée (trait vert épais), Somme des sept plus grand contributeurs (trait rouge pointillé)

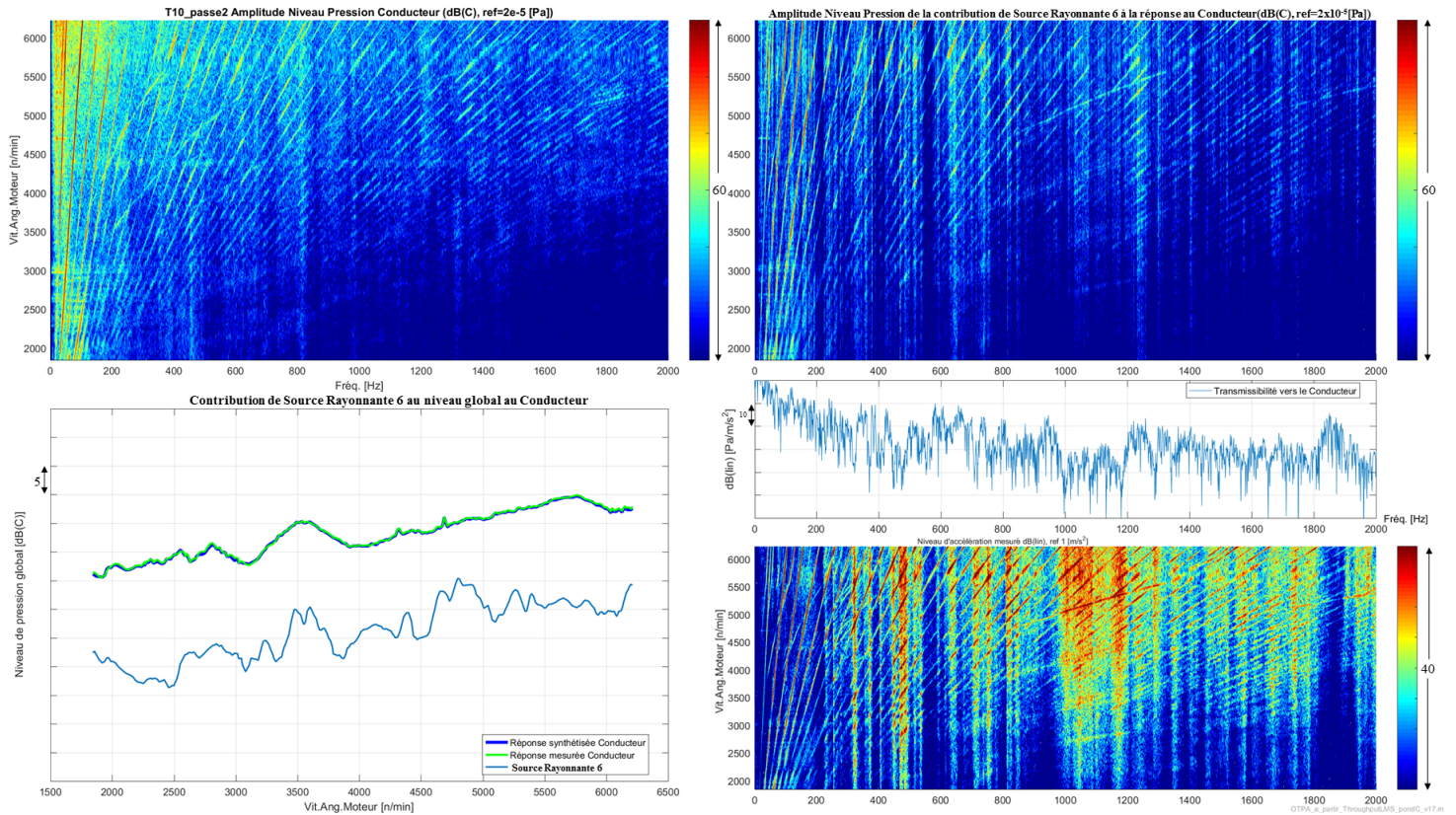


Figure 3.22 Niveau d'accélération mesuré (inférieur droit), fonction de transmissibilité vers le conducteur (centre droit), contribution au niveau de pression au conducteur (supérieur droit), niveau de pression au conducteur (supérieur gauche) et contribution au niveau global conducteur de la source rayonnante numéro 6 (inférieur gauche).

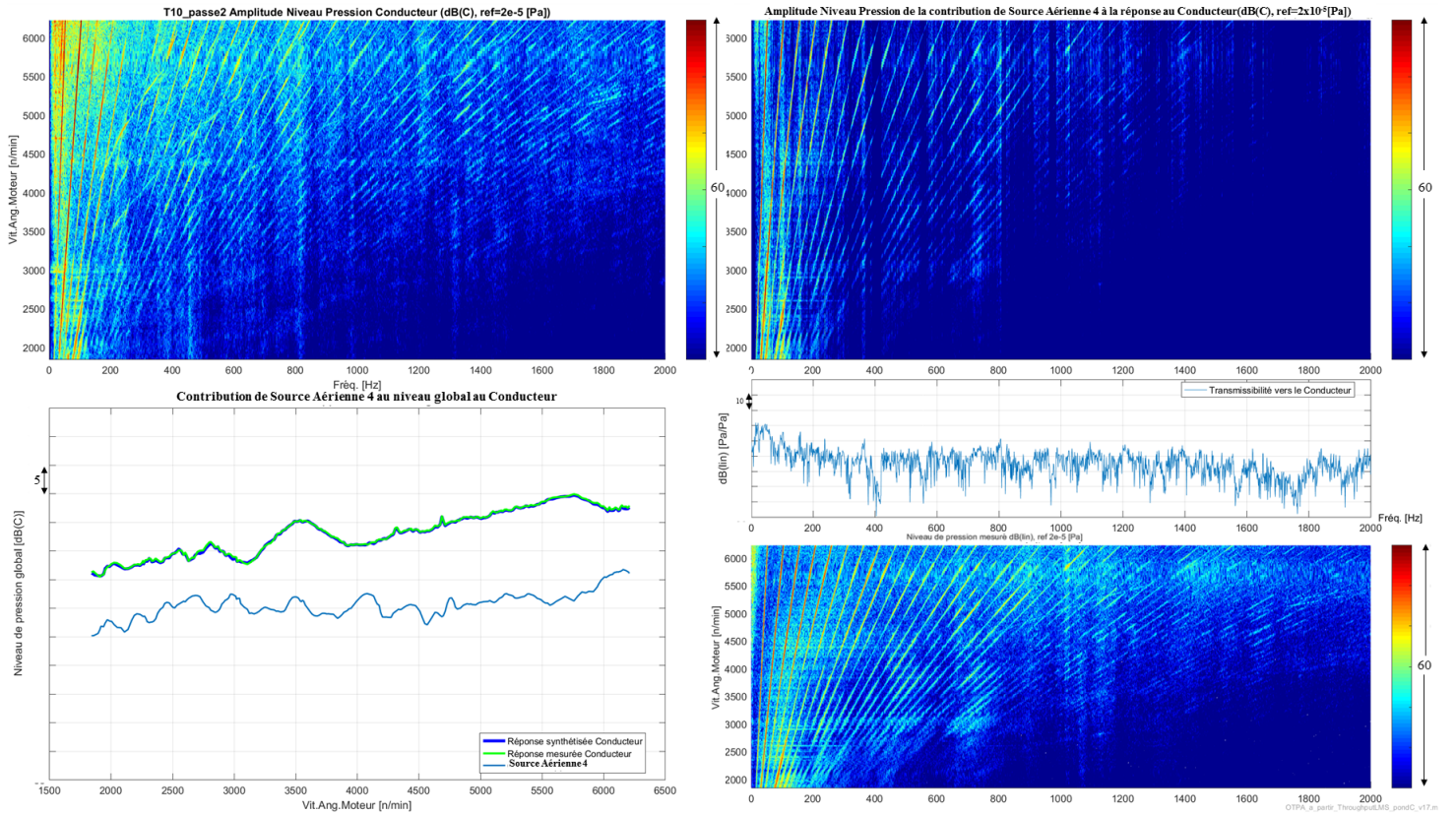


Figure 3.23 Niveau de pression mesuré (inférieur droit), fonction de transmissibilité vers le conducteur (centre droit), contribution au niveau de pression au conducteur (supérieur droit), niveau de pression au conducteur (supérieur gauche) et contribution au niveau global conducteur de la source aérienne numéro 4 (inférieur gauche).

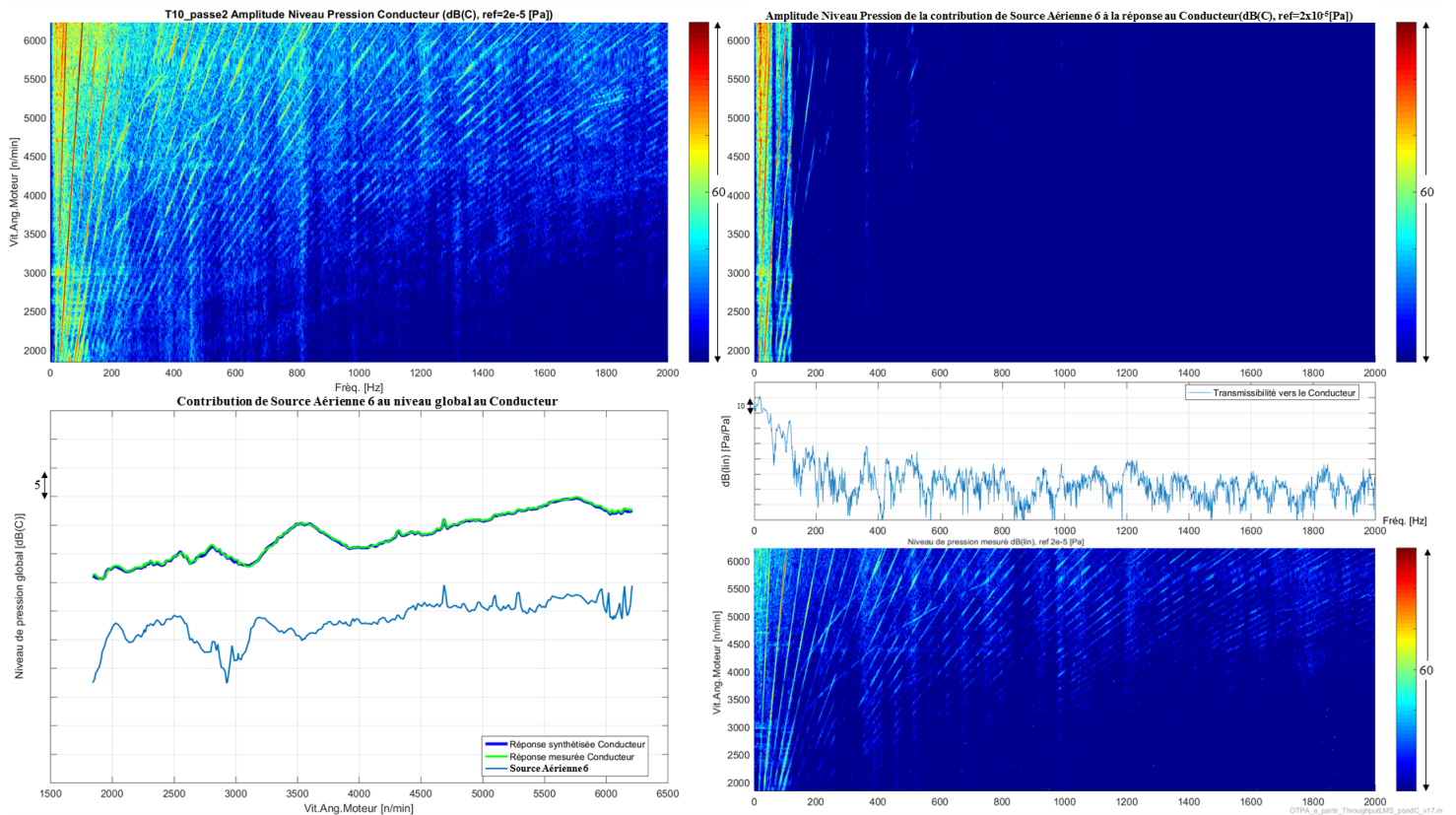


Figure 3.24 Niveau de pression mesuré (inférieur droit), fonction de transmissibilité vers le conducteur (centre droit), contribution au niveau de pression au conducteur (supérieur droit), niveau de pression au conducteur (supérieur gauche) et contribution au niveau global conducteur de la source aérienne 6 (inférieur gauche).

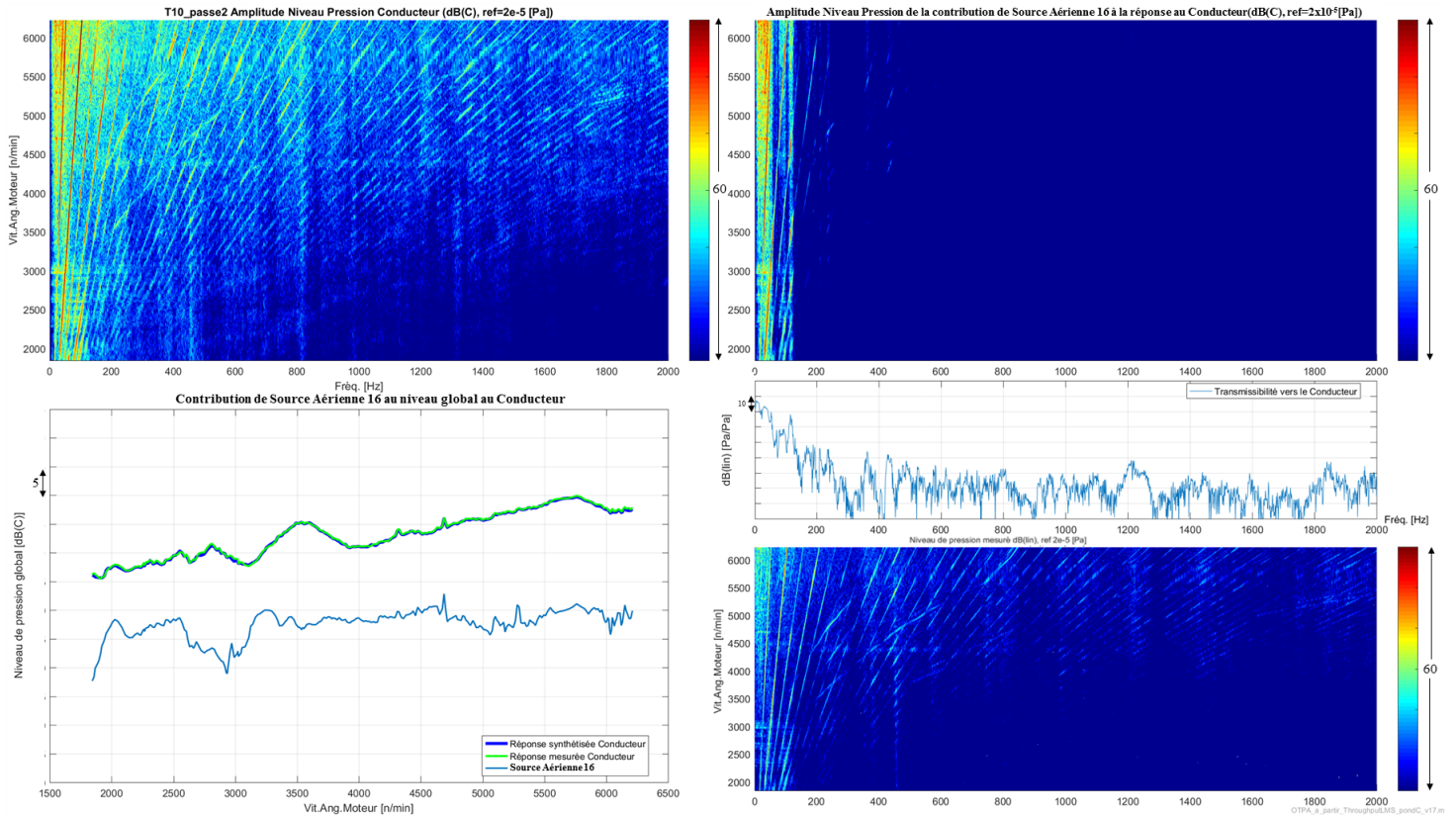


Figure 3.25 Niveau de pression mesuré (inférieur droit), fonction de transmissibilité vers le conducteur (centre droit), contribution au niveau de pression au conducteur (supérieur droit), niveau de pression au conducteur (supérieur gauche) et contribution au niveau global conducteur de la source aérienne numéro 16 (inférieur gauche).

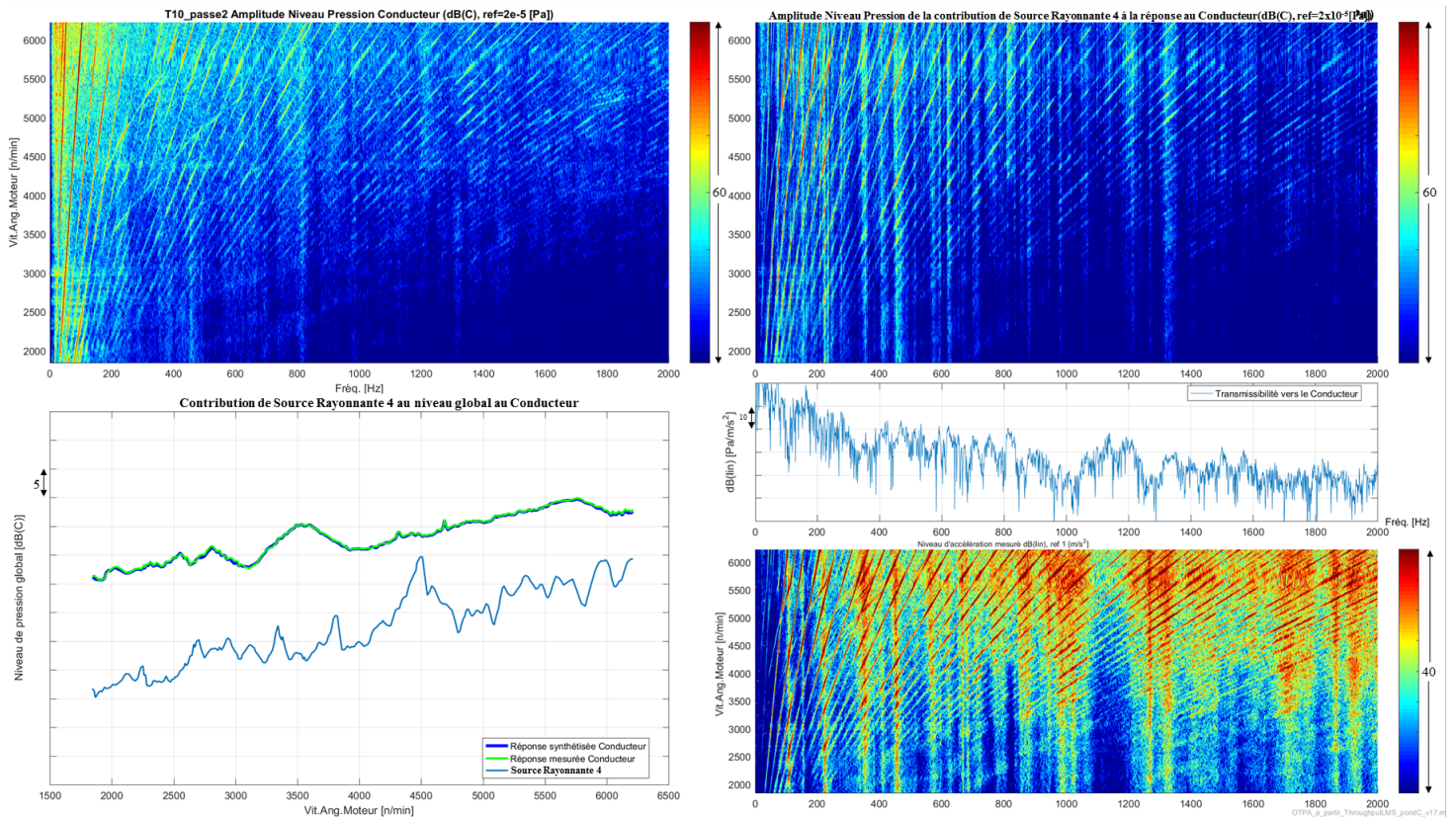


Figure 3.26 Niveau d'accélération mesuré (inférieur droit), fonction de transmissibilité vers le conducteur (centre droit), contribution au niveau de pression au conducteur (supérieur droit), niveau de pression au conducteur (supérieur gauche) et contribution au niveau global conducteur de la source rayonnante numéro 4 (inférieur gauche).

3.5 Sensibilité des fonctions de transfert à une modification virtuelle de la réponse

Comme la fonction de transmissibilité est établie à partir des indicateurs de sources \mathbf{U}_4 et des récepteurs \mathbf{U}_3 tel que montré à l'équation 2.10, il n'est pas possible d'estimer quel serait, par exemple, l'impact d'une modification d'un ou plusieurs indicateurs de sources sur la réponse. Par contre, tel que suggéré dans [13] et [1], on peut appliquer une modification virtuelle de la réponse \mathbf{U}_3 (réduction ou augmentation du niveau de bruit conducteur ou passager) appelée $\mathbf{U}_{3(\text{MOD})}$ et vérifier, avec les mêmes indicateurs de sources (ou entrées) \mathbf{U}_4 , la variation des fonctions de transmissibilité $\Delta\tilde{\mathbf{T}}_{34}^{\mathbf{B}}$ ainsi calculées. Cette variation peut s'écrire formellement par l'équation 3.3 :

$$\Delta\tilde{\mathbf{T}}_{34}^{\mathbf{B}} = \tilde{\mathbf{T}}_{34}^{\mathbf{B}} - \tilde{\mathbf{T}}_{34(\text{MOD})}^{\mathbf{B}} \text{ avec } \tilde{\mathbf{T}}_{34(\text{MOD})}^{\mathbf{B}} = \mathbf{V}\Sigma_{\text{tr}}^{-1}\mathbf{U}^H\mathbf{U}_{3(\text{MOD})} \quad (3.3)$$

Une grande variation de la transmissibilité indiquera donc un chemin de transfert ayant un grand impact sur la réponse du niveau de pression acoustique au récepteur.

Comme le niveau sonore mesuré à l'opérateur est dominé par l'ordre 1 moteur, tel qu'illustré à la figure 3.27, une réduction arbitraire de 6 dB du niveau de cet harmonique a été imposée afin d'effectuer l'analyse de la sensibilité des fonctions de transfert.

Afin de bien illustrer les variations, un indice de sensibilité est proposé et défini par l'équation 3.4 :

$$Indice_{sensibilité} = \sum_{f=f_{inf}}^{f_{sup}} \left(|\tilde{\mathbf{T}}_{34}^{\mathbf{B}}| - |\tilde{\mathbf{T}}_{34(\text{MOD})}^{\mathbf{B}}| \right) \quad (3.4)$$

où f_{inf} et f_{sup} sont les fréquences inférieures et supérieures utilisées comme bornes pour la sommation. De cette façon, on est en mesure d'apprécier globalement l'amplitude et la direction que ce changement apporte sur les fonctions de transmissibilité.

Cet indice est tracé pour la configuration 4x4, cabine fermée et pneus de type automobile (T10_passe2) tel qu'énoncé dans le tableau de la figure 3.11 avec $f_{inf} = 20$ Hz et $f_{sup} = 2000$ Hz à la figure 3.28.

On remarque que les indicateurs de sources identifiés comme étant les plus sensibles à la réduction virtuelle du niveau sonore de l'ordre 1 au conducteur sont la source rayonnante numéro 18, la source aérienne numéro 16, la source rayonnante numéro 19, la source rayonnante numéro 17 et la source aérienne numéro 6. Ceci indique qu'une modification de

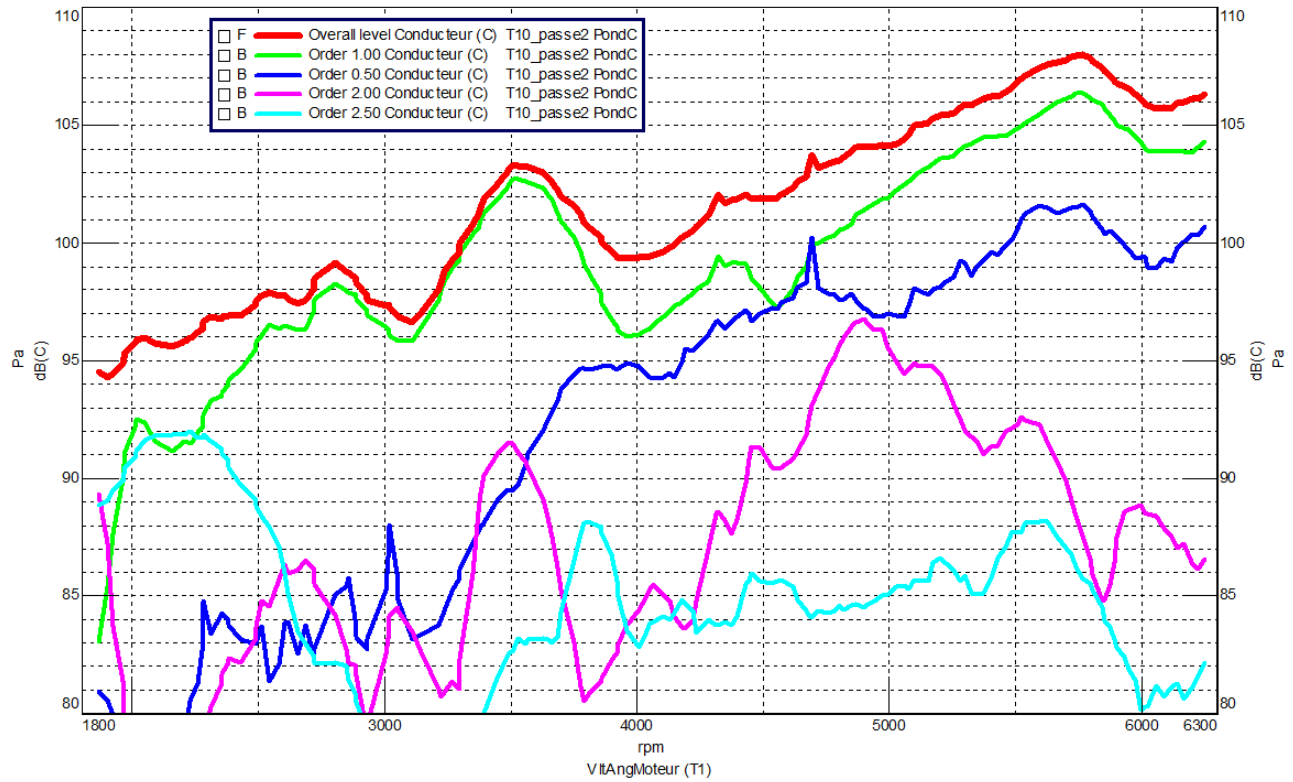


Figure 3.27 Décomposition du niveau global mesuré au conducteur selon les principaux ordres moteur, niveau global (rouge), ordre 0.5 (bleu), ordre 1 (vert), ordre 2 (rose), ordre 2.5 (turquoise).

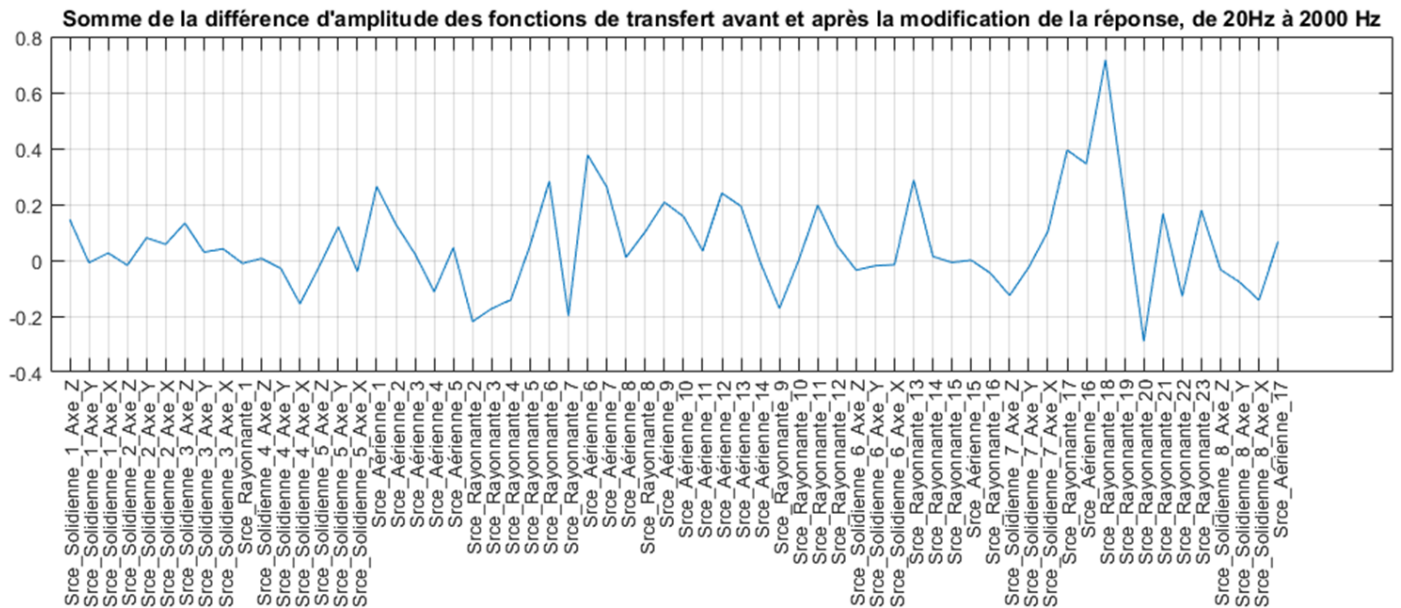


Figure 3.28 Indice de sensibilité des différents indicateurs pour la configuration T10_passe2 définie à la figure 3.11.

ces chemins de transfert aura la plus grande incidence sur la réduction du niveau de bruit global au conducteur.

CHAPITRE 4

Solutions appliquées sur les sources et chemins de transfert dominants visant la réduction du niveau sonore

Les sources et les chemins de transfert principaux ayant été identifiés par la méthode OTPA, les règles de l'art du domaine de la vibro-acoustique sont maintenant appliquées afin de réduire le niveau sonore global pour le conducteur. Les principales sources et chemins de transfert dominants (ces derniers étant établis par l'analyse de sensibilité) sont résumés dans le tableau de la figure 4.1.

| Description | Nom Indicateur | Type |
|--------------------------|--------------------|------------------|
| Paroi C | Srce_Rayonnante_5 | Source |
| Paroi D | Srce_Rayonnante_4 | Source |
| Source Aérienne numéro 4 | Srce_Aérienne_4 | Source |
| Paroi E | Srce_Rayonnante_6 | Source |
| Paroi A | Srce_Aérienne_6 | Source et chemin |
| Paroi F | Srce_Rayonnante_3 | Source |
| Paroi B | Srce_Aérienne_16 | Source et chemin |
| Paroi G | Srce_Rayonnante_18 | Source et chemin |
| Paroi H | Srce_Rayonnante_17 | Source et chemin |
| Paroi K | Srce_Rayonnante_21 | Source et chemin |

Figure 4.1 Tableau résumé des sources et chemins de transfert identifiées par la méthode OTPA.

Les étapes de recherche de solutions sont expliquées en détails pour les parois rayonnantes A, B, H et G. Par la suite, les étapes d'élaboration et la validation des solutions appliquées afin d'augmenter la perte par transmission de la paroi G sont décrites. Finalement, les solutions visant à réduire les contributions des parois C, D, E et F par la diminution de leur rayonnement acoustique et par l'ajout d'absorption sont exposées.

4.1 Parois A, B, H et K

Afin de bien comprendre le mécanisme de génération de bruit des parois A et B, une mesure des fonctions de réponse en fréquence (FRF) entre ceux-ci et le microphone conducteur est effectuée. Un impact est appliqué successivement sur la paroi H et sur la paroi A

et la réponse du microphone conducteur est enregistrée. Les résultats sont montrés à la figure 4.2.

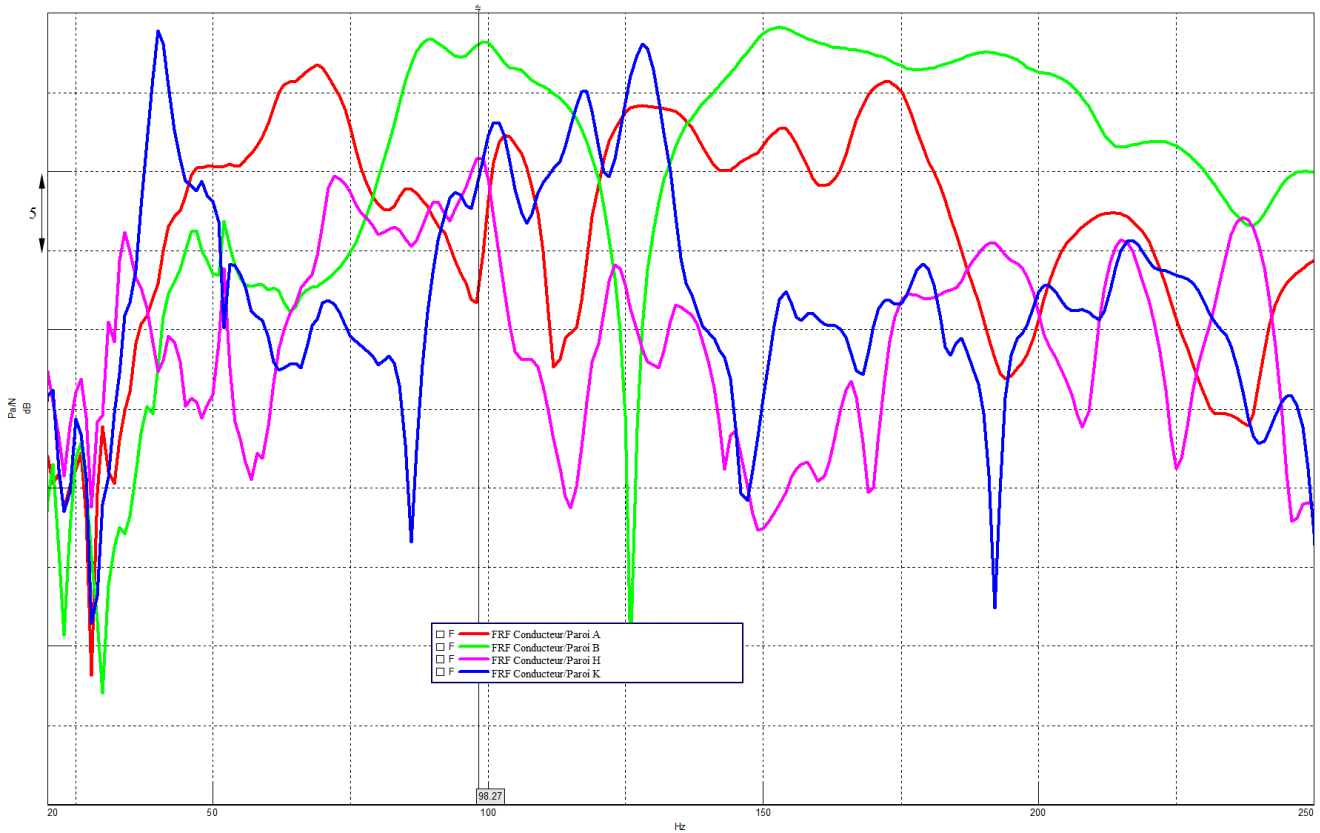


Figure 4.2 FRF entre le microphone du conducteur et une force appliquée sur la paroi A (Srce_Rayonnante_19) (rouge) et la paroi B (Srce_Rayonnante_12) (vert) ainsi les FRF entre le microphone du conducteur et une force appliquée sur les parois H (Srce_Rayonnante_17) (rose) et K (Srce_Rayonnante_21) (bleu).

On remarque que l'amplitude est très élevée pour la paroi B de 130 à 230 Hz et autour de 65 Hz pour la paroi A. Ces amplitudes élevées montrent à quel point la mise en vibration de ces surfaces peut provoquer des niveaux de pression acoustique élevés pour le conducteur (on rappelle que ces fonctions de transfert fournissent un niveau de pression en dB généré au microphone conducteur pour un effort unitaire injecté, i.e. 1 N).

De même, les FRF entre le microphone du conducteur et les parois H et K de la figure 4.2, montrent que des niveaux de pression acoustiques élevés sont engendrés par la vibration de ces plaques autour de 100 Hz pour la paroi H et autour de 40, 100, 117 et 127 Hz pour la paroi K.

Il est important de mentionner ici que les parois A et B étant séparé des parois H et K par une lame d'air dans un volume d'air quasiment clos, cette structure constitue une double

paroi au sens défini dans Lesueur [16], voir la figure 4.5 pour une vue détaillée. Toutefois, les deux parois sont liées au bords, qui n'est pas le cas pour la description de la structure de double paroi citée dans [16]. Sous une excitation acoustique composées d'ondes à incidences variables, la lame d'air est un milieu dans lequel des ondes stationnaires peuvent se créer et cette lame d'air agit, en dessous des fréquences de coïncidence de la paroi A et de la paroi H, comme un ressort liant les deux parois [16].

Ces structures à double paroi ont alors un comportement où deux fréquences propres caractéristiques apparaissent (en plus des fréquences de coïncidence f_{coin} de chaque paroi et des fréquence f_n dans le volume d'air, montrés à la figure 4.3) : la première, en très basses fréquences, est celle où le mouvement rigide des parois est en phase et la deuxième, soit f_0 , celle où le mouvement rigide des parois est en opposition de phase. Ce dernier mouvement est nommé phénomène de respiration par [16].

L'indice d'affaiblissement (*transmission loss* en anglais) de cette double paroi est alors très faible à la fréquence de « respiration » f_0 , comme le montre la figure 4.3.

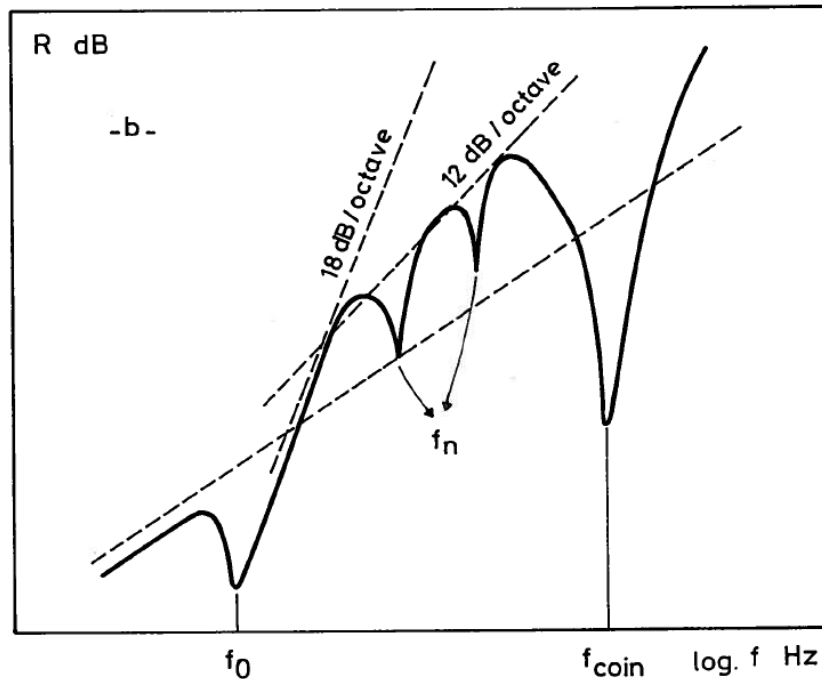


Fig. 5.13. — R en incidence oblique pour θ_1 donné : allure typique. a) Doubles plaques infinies sans élasticité ; b) Doubles plaques infinies avec élasticité et milieu intermédiaire résonnant.

Figure 4.3 Indice d'affaiblissement pour une double paroi infinie avec milieu intermédiaire résonnant, avec f_0 , la fréquence de « respiration », f_n , les fréquences de résonance dans le milieu intermédiaire, f_{coin} , la fréquence de coïncidence d'une des deux parois (une seule montrée), tiré de [16].

Les FRF de mobilité, soit le rapport entre l'accélération d'une surface (la paroi H par exemple) et une force appliquée d'un des côtés (la paroi H ou A), montrées à la figure 4.4 illustrent bien ce comportement de double paroi avec lame d'air. On remarque qu'à 33 Hz, le mouvement des deux parois est en phase (couplé par la lame d'air), alors qu'à 100 Hz, leur mouvement est en opposition de phase.

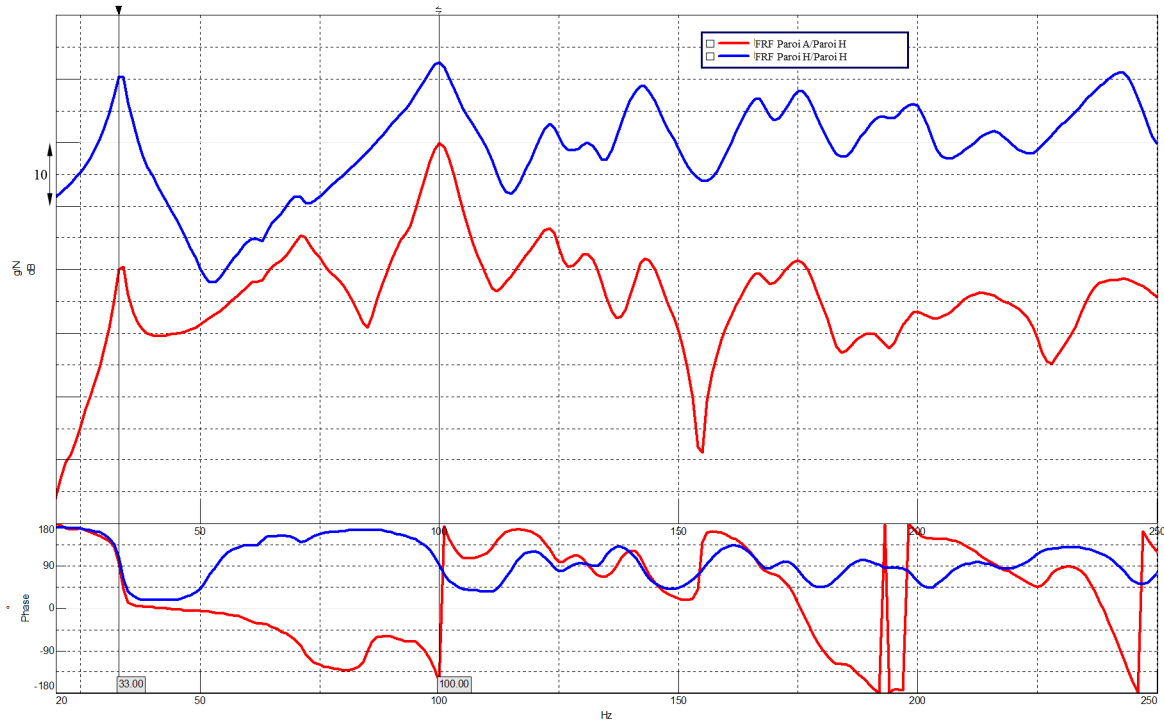


Figure 4.4 FRF de mobilité : paroi A avec force appliquée à la paroi H (rouge), paroi H et avec force appliquée à la paroi H (bleu).

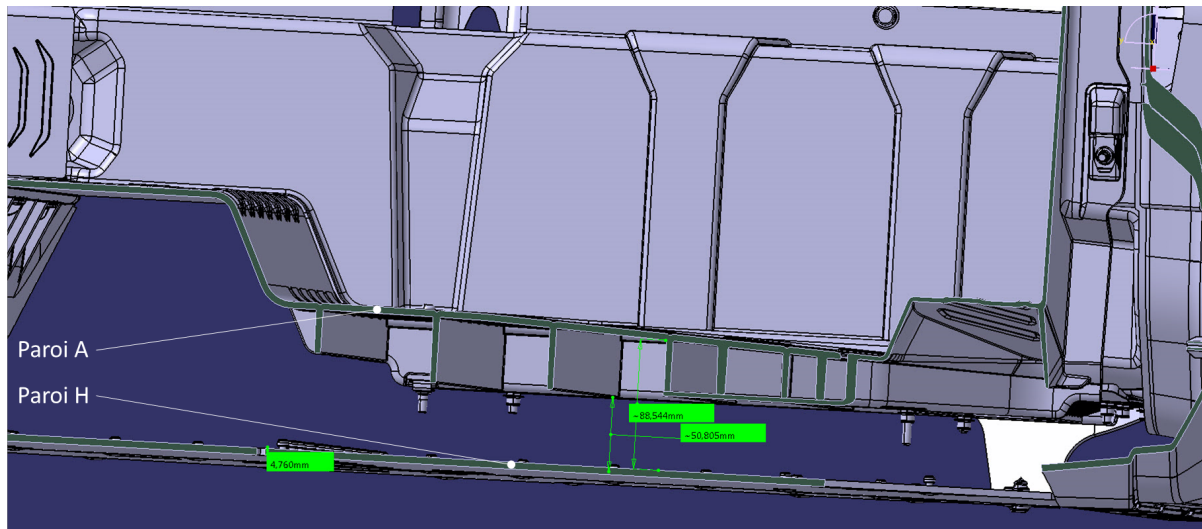


Figure 4.5 Vue en coupe de la paroi A et la paroi H.

Des niveaux sonores élevés présents à ces fréquences de l'autre côté de la paroi H seront peu atténués et se transmettront facilement à l'intérieur de l'habitacle.

Tel qu'indiqué dans [16], l'ajout d'un matériau absorbant dans la lame d'air permet d'atténuer, dans le cas d'une excitation acoustique, les amplitudes des ondes stationnaires dans celles-ci, augmentant l'indice d'affaiblissement aux fréquences f_n (voir illustration à la figure 4.3).

La laine minérale [28] étant de faible densité (24 kg/m^3) et offrant une certaine protection contre le feu est une bonne candidate pour remplir cette fonction. Il est également énoncé dans [28] que sa résistivité au passage de l'air est de 15 kPa.s/m^2 . À partir du modèle simplifié de Delany et Bazley [9] pour des matériaux fibreux, donc bien adapté pour cette laine, on peut calculer le coefficient d'absorption acoustique en incidence normale α_{DB} à partir de la seule connaissance de sa résistivité à l'écoulement σ en fonction de la fréquence f , tel qu'illustré par l'équation 4.1.

$$\alpha_{DB} = 1 - \left| \frac{Z - \rho_0 c_0}{Z + \rho_0 c_0} \right|^2 \quad (4.1)$$

$$\text{avec } Z = -j \frac{Z_{DB}}{\tan(k_{DB}h)} \text{ où } Z_{DB} = \rho_0 c_0 \left(1 + 9.08 \left(1000 \frac{f}{\sigma} \right)^{-0.75} - 11.9j \left(1000 \frac{f}{\sigma} \right)^{-0.73} \right)$$

$$\text{et } k_{DB} = \frac{2\pi f}{c_0} - j \left(10.3 \left(1000 \frac{f}{\sigma} \right)^{-0.59} + j \left(1 + 10.8 \left(1000 \frac{f}{\sigma} \right)^{-0.70} \right) \right)$$

où h est l'épaisseur du matériau poreux, ρ_0 , la densité de l'air et c_0 , la vitesse du son dans l'air. On trace à la figure 4.6, le coefficient d'absorption en fonction de la fréquence.

Il est donc proposé d'insérer cette laine minérale en dessous de la paroi A et B : en plus de l'atténuation apportée aux fréquences f_n , le couplage entre les parois A, B et H, K sera donc également diminué, sans pour autant créer un lien mécanique entre les deux parois. Une mesure de mobilité après modification complète des parois A et B (i.e., ajout de laine et d'un matériau amortissant) est conduite à la section 4.1.3.

4.1.1 Analyse modale expérimentale des parois A et B

Une analyse modale expérimentale des parois A et B est également effectuée afin de mieux comprendre et de visualiser les modes de flexion de celui-ci.

Les parois A et B, fixées sur le véhicule, sont discrétisées sur un maillage de 53 points, avec une résolution spatiale de 10 cm. Ce maillage est illustré à la figure 4.7. Un accéléromètre

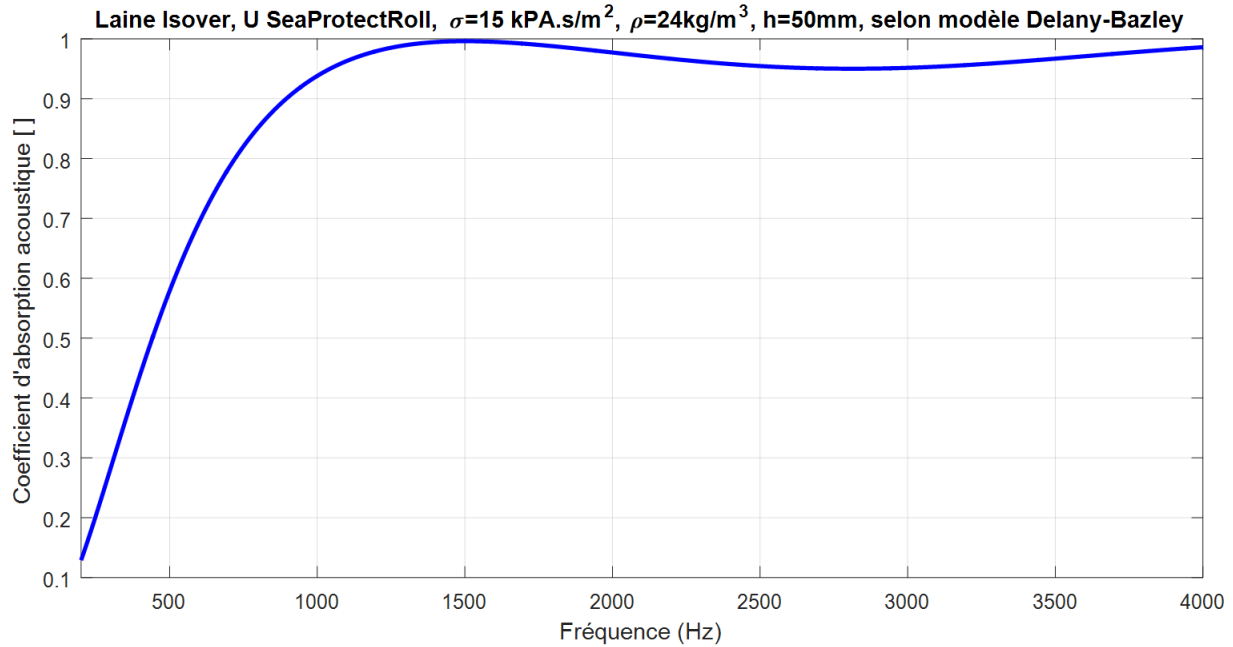


Figure 4.6 Coefficient d'absorption acoustique pour la laine Isover U SeaProtectRoll, basée sur le modèle de Delany-Bazley [9].

est fixé sur la paroi A. Un marteau d'impact est utilisé pour la mesure des FRF accélération/force et la méthode dite du marteau mobile (*roving hammer* en anglais) est appliquée afin de rendre les manipulations rapides. Plutôt que d'appliquer la force en un point fixe et de déplacer l'accéléromètre en chaque point du maillage, l'application du principe de réciprocité permet de réaliser une mesure avec un accéléromètre fixe et un marteau mobile. La fréquence d'échantillonnage est de 1024 Hz avec une résolution de 1 Hz.

L'extraction des trois premiers modes montrent que les résonances sont à 70.6 Hz, 89.9 Hz et 101.4 Hz, voir figure 4.7 où les déformées modales sont également illustrées.

En comparant ces résultats avec ceux issus des mesures opérationnelles d'un accéléromètre fixé sur la paroi A (Srce_Rayonnante_12), des résonances pour des fréquences inférieures à 100 Hz sont également identifiées, soit dans la zone fréquentielle où de forts niveaux sonores sont enregistrés pour le conducteur comme le montre la figure 4.8.

Il est cependant à noter que les conditions de mesures opérationnelles diffèrent passablement de celles de l'analyse modale expérimentale.

Afin de réduire le rayonnement des parois A et B en basses fréquences sous des excitations solidiennes, l'ajout d'un matériau amortissant en complément de la laine minérale est envisagé pour diminuer l'amplitude des modes de flexion. Le choix du matériau amortissant est abordé à la section 4.1.2.

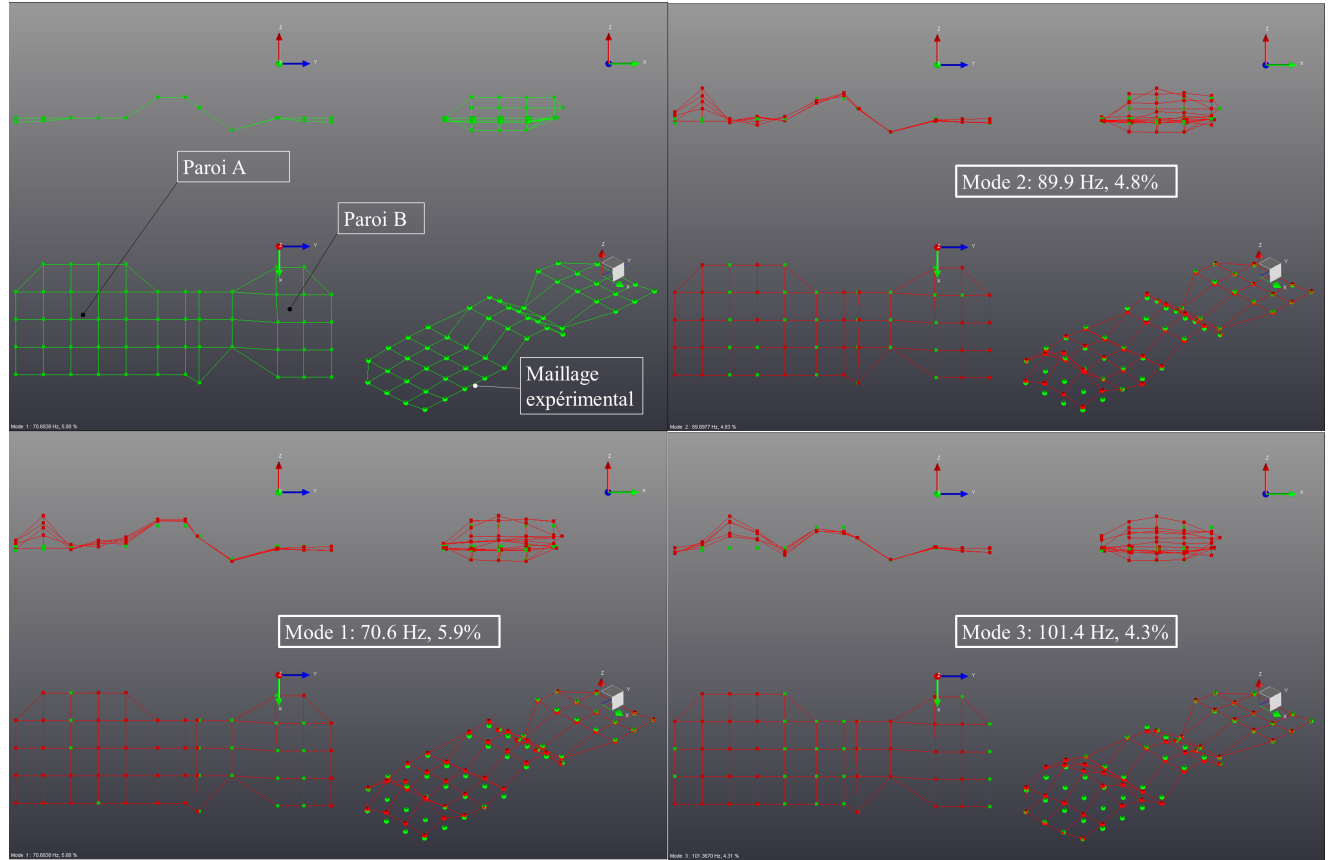


Figure 4.7 Trois premières déformées modales du plancher mesurées expérimentalement.

4.1.2 Caractérisation des parois A, B, H, K, G et des couches amortissantes

Pour faciliter le choix d'un matériau amortissant à appliquer sur certaines structures telles que les parois A, B, H et K, une comparaison de quelques matériaux pouvant être appliqués facilement dans un cadre de production et ayant un coût limité est effectuée au moyen de la méthode de la poutre d'Oberst, selon la norme ASTM E756-05 [2]. Cette méthode utilise une poutre de section rectangulaire encastrée à un bout et libre à l'autre, poutre mise en vibration par une excitation sans contact de type aléatoire. Un signal aléatoire de type bruit blanc est utilisé pour l'excitation de la poutre. Un vibromètre laser permet une mesure sans contact du déplacement de la poutre lorsqu'elle est soumise à cette excitation. Le calcul analytique du module d'Young E et du coefficient d'amortissement η à partir des fréquences propres d'une telle poutre avec ces conditions limites est donné par l'équation 4.2, tirée de [2].

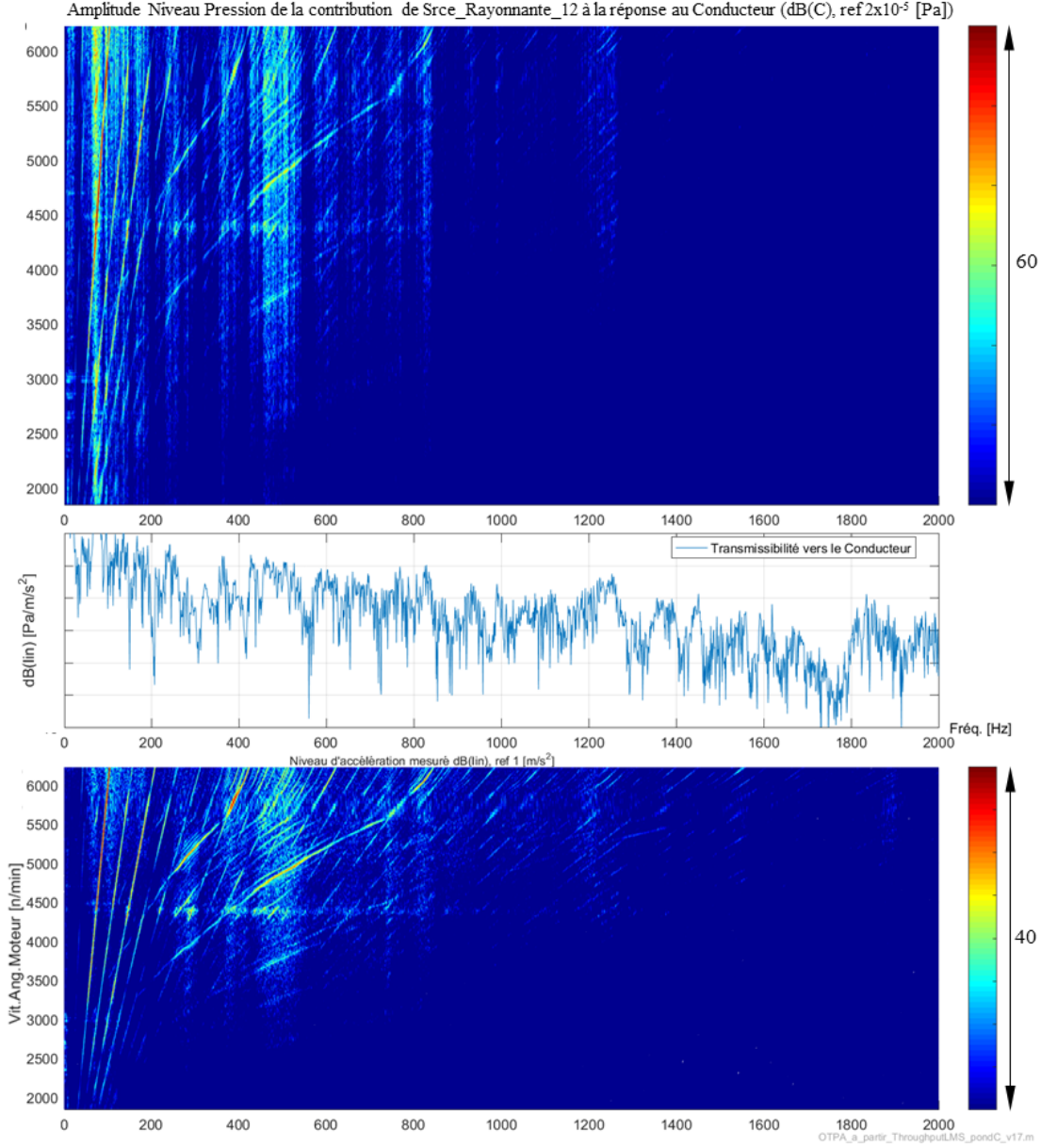


Figure 4.8 Contribution de l'accéléromètre fixé sur la paroi A (Srce_Rayonnante_12) au Conducteur, (graphique du haut), fonction de transmissibilité (graphique du centre) et mesure opérationnelle, (graphique du bas).

$$E = \frac{12\rho l^4 f_j^2}{H^2 C_j^2} \text{ et } \eta = \frac{\Delta f_j}{f_j} \quad (4.2)$$

avec ρ , la densité de la poutre, l , la longueur libre de la poutre, f_j , la fréquence naturelle du mode j , H , l'épaisseur de la poutre, j , l'indice du mode, C_j , le coefficient du mode

j , pour la poutre encastree-libre, $C_1 = 0.55959$, $C_2 = 3.5069$, $C_3 = 9.8194$, $C_4 = 19.242$, $C_5 = 31.809$ et Δf_j , la largeur du pic de la resonance f_j à -3 dB.

Pour caractériser le matériau amortissant, il est appliqué sur une des faces de la poutre de base créant ainsi une poutre bi-couche. Le module d'Young E_1 du matériau amortissant et son coefficient d'amortissement η_1 peuvent ensuite être déduit au moyen des équations 4.3 et 4.4, tirées de [2].

$$E_1 = \frac{E}{2T^3} \left((\alpha - \beta) + \sqrt{(\alpha - \beta)^2 - 4T^2(1 - \alpha)} \right) \quad (4.3)$$

$$\eta_1 = \eta_c \left(\frac{(1 + MT)(1 + 4MT + 6MT^2 + 4MT^3 + M^2T^4)}{(MT)(3 + 6T + 4T^2 + 2MT^3 + M^2T^4)} \right) \quad (4.4)$$

avec $T = \frac{H_1}{H}$, le ratio des épaisseurs où H_1 est l'épaisseur de la couche amortissante, $D = \frac{\rho_1}{\rho}$, le ratio des densités où ρ_1 est la densité de la couche amortissante, $M = \frac{E_1}{E}$, le ratio des module d'Young, $\alpha = \left(\frac{f_c}{f_j} \right)^2 (1 + DT)$ où f_c est la fréquence naturelle de la poutre bi-couche, $\eta_c = \frac{\Delta f_c}{\Delta f_j}$, le ratio des largeurs de pics du mode c de la poutre composite et du mode j correspondant de la poutre de base et $\beta = 4 + 6T + 4T^2$.

Les résultats des propriétés mécaniques extraites ainsi que les coûts surfaciques approximatifs sont donnés dans le tableau de la figure 4.9, où la moyenne des modes deux à cinq est effectuée pour établir le module d'Young et le coefficient d'amortissement inscrit au tableau, la variation d'un mode à l'autre étant très faible.

| Matériau | Épaisseur [mm] | ρ [kg/m ³] | E [MPa] | η [] | Coût Surfaccique approx.[\$/m ²] |
|---|----------------|--------------------------------|---------|------------|---|
| Paroi G | 3.00 | 899 | 1418 | 0.056 | 4.70 |
| Paroi H | 4.76 | 960 | 1937 | 0.025 | 7.50 |
| Résisto Tout Usage, couche simple | 1.00 | 885 | 768 | 0.185 | 17 |
| Résisto Tout Usage, couche double | 2.00 | 964 | 616 | 0.224 | 34 |
| Paroi H+Techniseal (2 couches), voir Note 1 | 5.76 | 895 | 1280 | 0.026 | 24 |
| Paroi H+3M 2229, voir Note 1 | 7.34 | 982 | 495 | 0.057 | 213 |
| Paroi H+GravelGuard, voir Note 1 | 5.33 | 940 | 1391 | 0.044 | 21 |

Note 1: Considérant la difficulté de mesurer l'amortissement de la couche amortissante, ces matériaux sont traités comme un seul matériau homogène

Figure 4.9 Tableau résumé des propriétés dynamiques mesurées par la méthode des poutres d'Oberst selon la norme ASTM E756-05.

La membrane d'étanchéité Résisto Tout-Usage fabriquée par Soprema [23] est finalement choisie puisqu'elle présente le meilleur compromis entre l'amortissement apporté, le coût et la masse ajoutée. Elle est appliquée en dessous, entre toute les nervures du plancher côté conducteur et côté passager, ainsi que sur la surface entière du dessus des plaques protectrices du châssis.

4.1.3 Mobilité du plancher et des plaques protectrices modifiées

Une fois les parois A B, G et H modifiés avec les couches amortissantes et l'insertion de laine minérale, on mesure à nouveau les mobilités afin de quantifier l'amélioration. Les mobilités mesurées avant et après modifications se retrouvent à la figure 4.10.

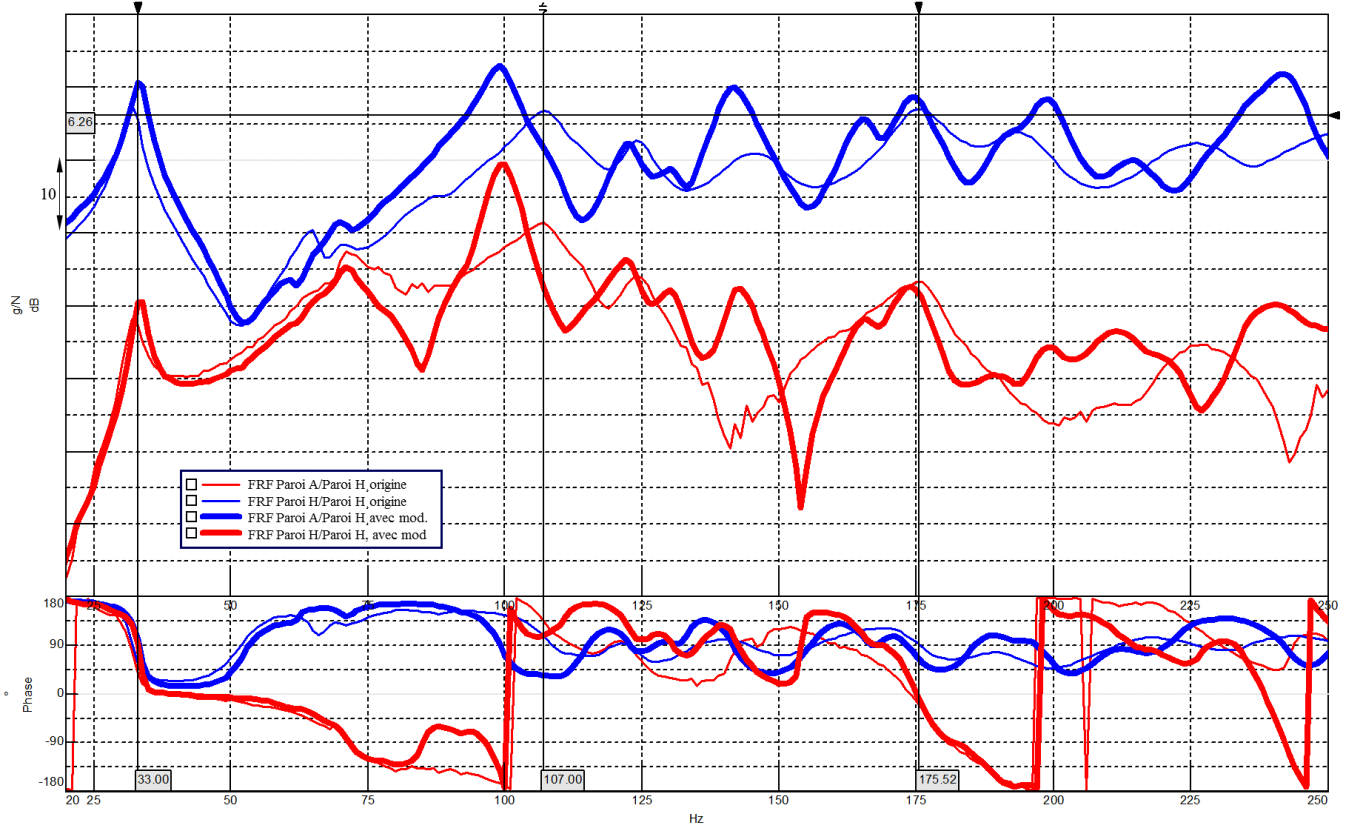


Figure 4.10 FRF de mobilité : paroi H (bleu), paroi H et paroi A (rouge). Avant modification, trait épais ; après modification, trait fin.

On observe que l'amplitude du pic à 107 Hz pour la paroi H modifiée est diminuée d'environ 8 dB par rapport au pic à 100 Hz de la paroi H d'origine, ceci étant probablement causé par l'ajout des couches amortissantes sur la paroi A et H. Ce léger décalage fréquentiel est principalement causé par la réduction de l'épaisseur de la lame d'air entre les deux parois, partiellement compensé par l'augmentation de la masse surfacique des parois m_1 et m_2 tel que le suggère l'équation 4.5, tirée de Lesueur [16].

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho_0 c_0^2}{e} \left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right)} \quad (4.5)$$

avec e l'épaisseur de la lame d'air.

On note bien aussi que les pics aux fréquences propres de la double paroi sont plus amortis que précédemment, leur largeur étant plus grande dans la version modifiée, conséquence de l'ajout de la couche amortissante. On note aussi que les pics aux fréquences f_n sont beaucoup plus amortis que précédemment, ceci étant dû à l'absorption de la laine minérale insérée en dessous de la paroi A et B. Tout ceci contribuera à augmenter l'indice d'affaiblissement de l'ensemble des parois A, B, H et K.

4.2 Paroi G

Concernant la paroi G, plusieurs améliorations sont envisagées. La première, qui peut apparaître triviale, consiste à obturer toutes les ouvertures présentes dans cette paroi ainsi que les jonctions avec les pièces ayant un contact avec cette paroi, ces ouvertures constituant un chemin direct de transmission vers l'habitacle. Un exemple d'ouverture présent dans la cloison est illustré à la figure 4.11.

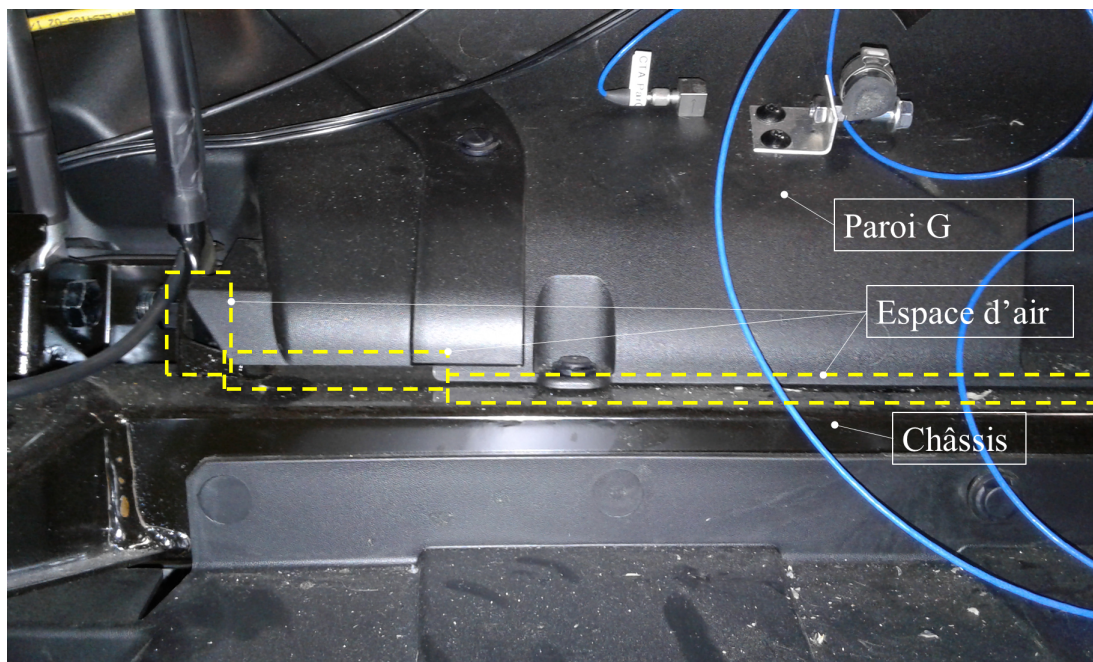


Figure 4.11 Exemple de jeu entre la paroi G et le châssis offrant un chemin direct entre l'habitacle et le compartiment moteur.

Pour également augmenter la perte par transmission qu'offre la paroi G, considérant que le contenu fréquentiel des excitations acoustiques localisées du côté du compartiment moteur est dominé par les basses fréquences tel que décrit à la section 3.1, il est envisagé d'augmenter la masse surfacique de cette paroi. En effet, Lesueur [16] mentionne qu'à basses fréquences au dessus de la première fréquence naturelle d'une plaque plane finie, la perte par transmission est contrôlée par la masse (zone B), voir figure 4.12.

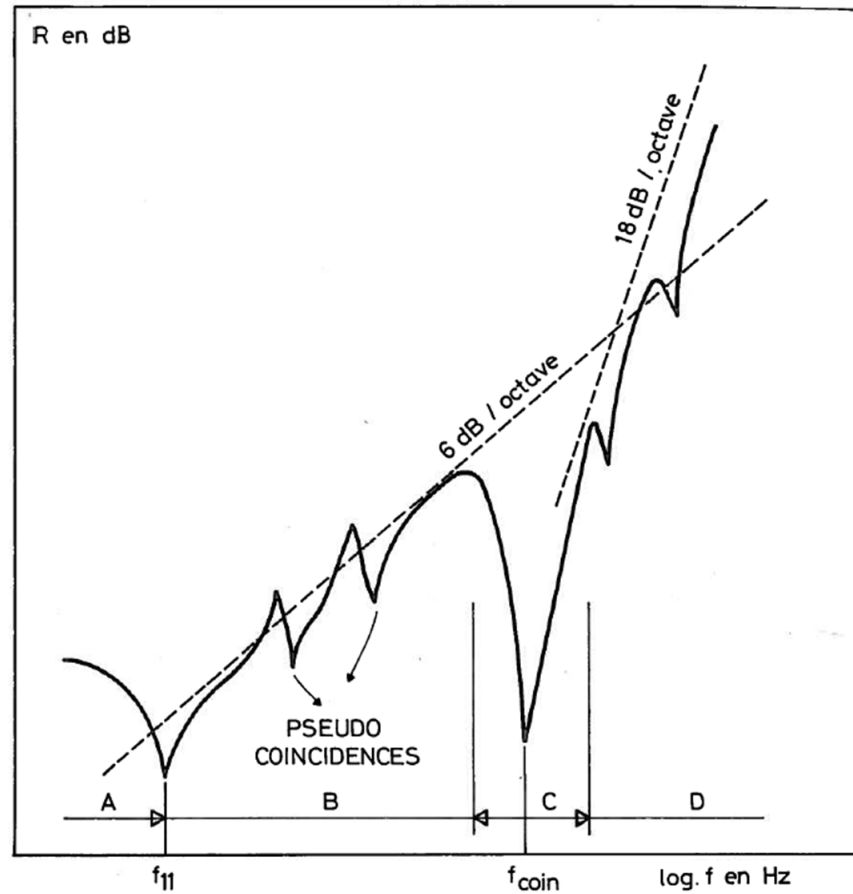


Fig. 5.7. — R d'une plaque finie excitée par une onde plane.
Allure typique. Les différentes zones.

Figure 4.12 Perte par transmission pour une plaque finie excitée par une onde plane, tiré de [16].

Afin de valider l'amélioration, plusieurs possibilités sont évaluées au moyen du logiciel de simulation Nova utilisant le solveur FTMM (*Finite Transfer Matrix Method*), tel qu'expliqué en détails dans [22] dont les paramètres de simulation sont donnés dans le tableau de la figure 4.13.

À partir des propriétés des matériaux identifiés à la section 4.1.2, plusieurs possibilités sont rapidement évaluées à l'aide du logiciel Nova [17]. La figure 4.14, montre l'indice d'affaiblissement R (*Transmission Loss* en anglais) défini par $R = 10 \log_{10} \left(\frac{P_{inc}}{P_{ray}} \right)$ (où P_{inc} est la puissance acoustique incidente et P_{ray} , la puissance acoustique rayonnée) de quelques configurations évaluées.

On remarque qu'une des plus performantes et celle où la paroi G est doublée avec un ajout de deux couches amortissantes Résisto Tout-Usage, soit la courbe turquoise : gain de 6.5

| Paramètre | Valeur |
|---------------------------------|----------------------------|
| Solveur | FTMM |
| Largeur de la plaque [m] | 1.43 |
| Longueur de la plaque [m] | 0.75 |
| Domaine acoustique d'émission | Air à température ambiante |
| Excitation | Champ diffus, 0-78 deg. |
| Domaine acoustique de réception | Air à température ambiante |

Figure 4.13 Tableau des paramètres utilisés pour la simulation de perte par transmission de la cloison arrière à l'aide du logiciel Nova [17].

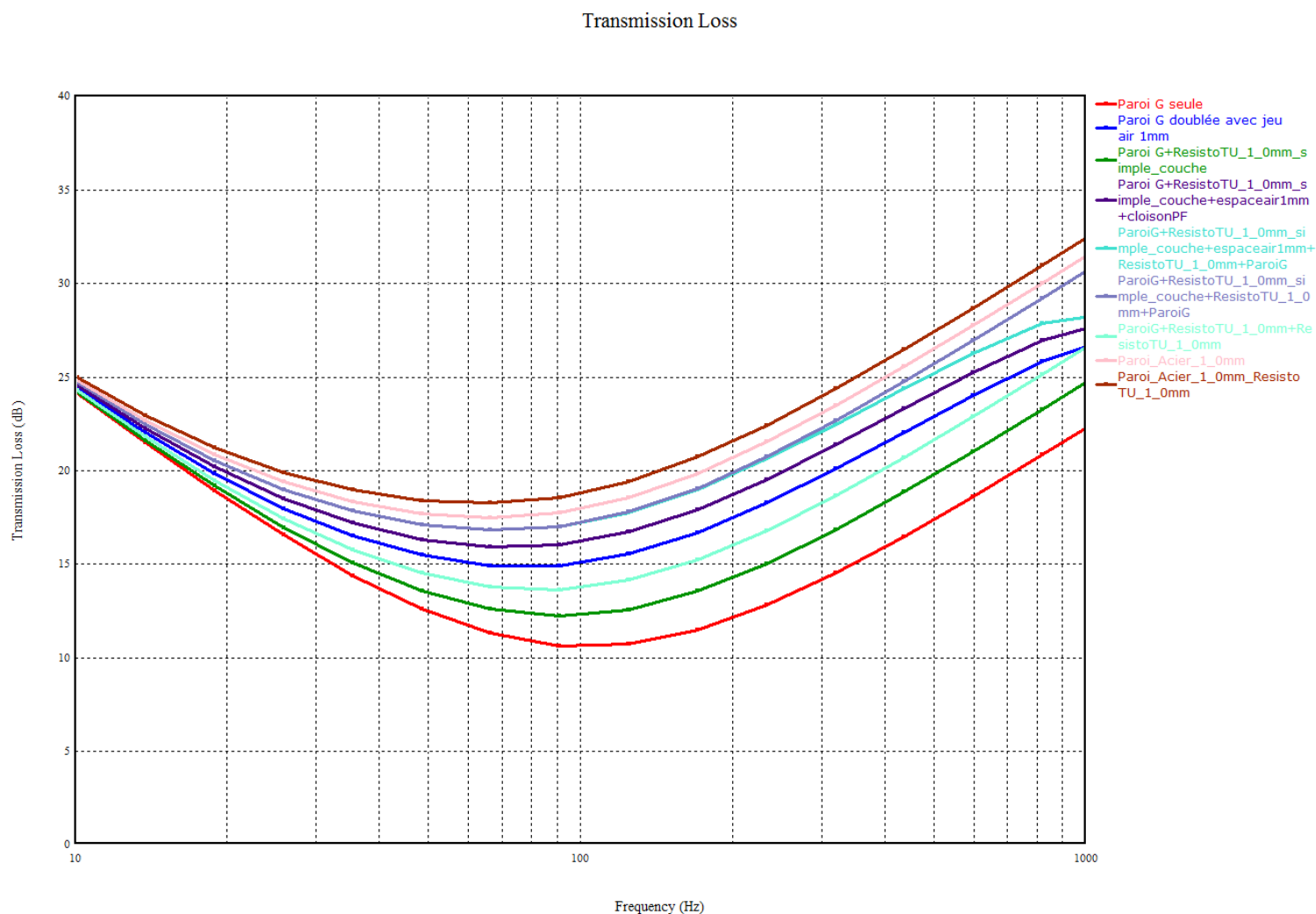


Figure 4.14 Indice d'affaiblissement de solutions envisagées pour paroi G, paroi G d'origine tracée en rouge.

dB à partir de 100 Hz. L'augmentation de l'indice d'affaiblissement de cette configuration est donnée à la figure 4.15.

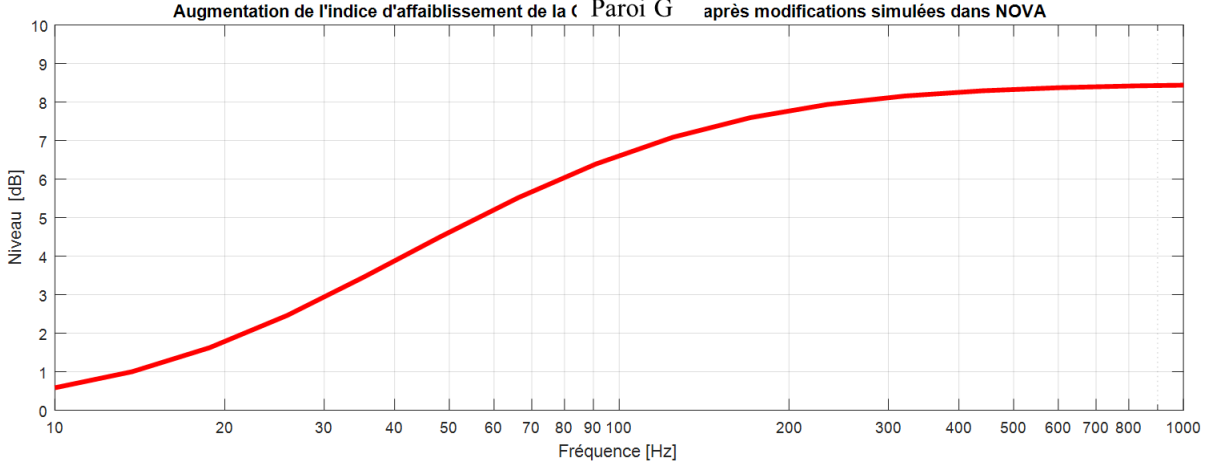


Figure 4.15 Augmentation de l'indice d'affaiblissement de la paroi G originale par le doublement d'épaisseur et ajout de deux membranes Résisto Tout-Usage.

Cette configuration, qui fait passer la masse surfacique de 2.7 à 7.2 kg/m^2 , est donc retenue pour la fabrication de la paroi G améliorée. Deux parois G sont utilisées afin de réaliser le prototypage de cette solution. Il est à noter qu'une paroi en acier d'une épaisseur de 1.0 mm recouverte d'une épaisseur de membrane Résisto Tout-Usage ayant une masse surfacique de 8.7 kg/m^2 , soit la courbe rouge foncée, obtient des résultats d'affaiblissement supérieurs, mais est plus difficile à prototyper, ceci étant principalement dû aux formes complexes de la paroi G.

4.2.1 Mesure du ratio de puissance rayonnée sur la puissance injectée de la paroi G

Comme la paroi G peut également être considérée comme une paroi excitée de façon solidienne par le châssis et qui rayonne acoustiquement, il est proposé de quantifier l'amélioration apportée à cette paroi par le doublement de masse et l'ajout d'amortissement en termes de réduction du ratio de puissance rayonnée sur la puissance injectée.

On peut aisément estimer la puissance rayonnée de la paroi G avant et après modifications en utilisant la chambre réverbérante du GAUS dans lequel l'hypothèse de champ diffus est posée au delà de la fréquence de Schroeder f_s de la salle. Cette hypothèse permet d'estimer la puissance rayonnée en mesurant la pression acoustique quadratique moyenne à l'aide de quelques microphones répartis dans le local, le panneau étant excité mécaniquement. Le ratio $R_{P_{Ray.}/P_{Inj.}}$ de puissance acoustique rayonnée $P_{Ray.}$ sur la puissance mécanique injectée $P_{Inj.}$ se calcule à partir de l'équation 4.6, tiré de [5].

$$R_{P_{Ray.}/P_{Inj.}} = \frac{P_{Ray.}}{P_{Inj.}} \text{ avec } P_{Ray.} = \frac{13.8V\langle p^2 \rangle}{\rho_0 c_0^2 T_{60}} \text{ et } P_{Inj.} = \frac{1}{2} Re(Fv^*) \quad (4.6)$$

où V est le volume de la chambre réverbérante, $\langle p^2 \rangle$, la pression quadratique moyenne (spatiale et temporelle) dans le local, ρ_0 et c_0 respectivement la densité de l'air et la vitesse du son dans l'air à température ambiante, T_{60} , le temps de réverbération du local, F est le spectre de la force injectée et v^* , le conjugué complexe du spectre de la vitesse injectée sur le déflecteur par le pot vibrant.

Les temps de réverbération mesurés de la chambre réverbérante par bande de tiers d'octave sont fournis à la figure 4.16. Dans la chambre réverbérante du GAUS, la paroi G est

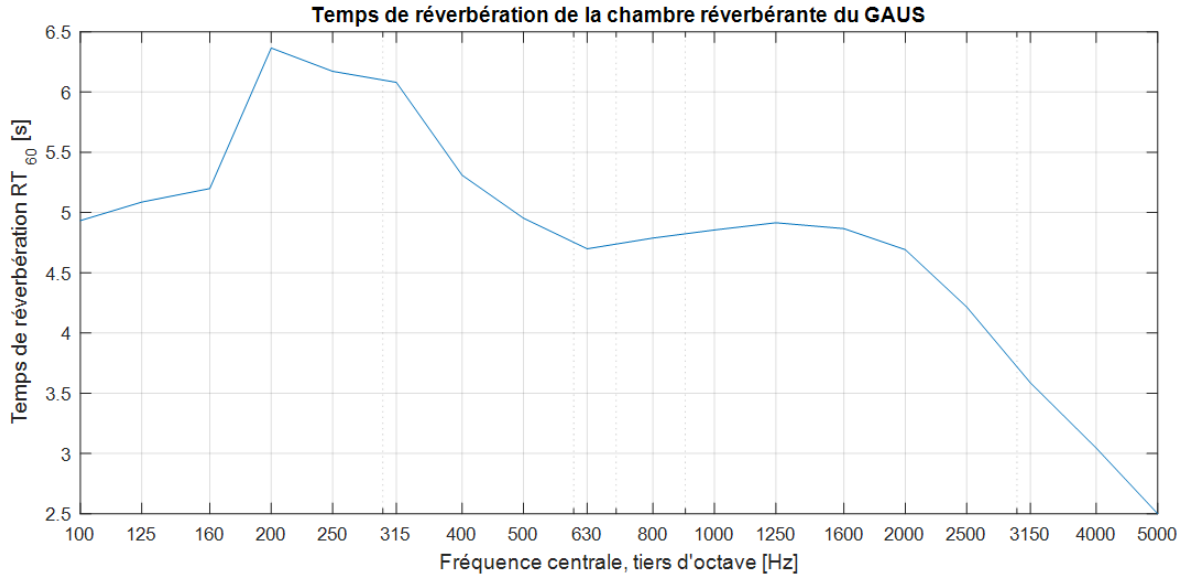


Figure 4.16 Temps de réverbération de la chambre réverbérante du GAUS.

suspendue au moyen de cordes élastiques et excitée en un point au moyen d'un pot vibrant, relié à une tête d'impédance, soit un capteur de force et d'accélération intégré, tel que montré à la figure 4.17.

Considérant le volume du local, son temps de réverbération donnant la fréquence limite inférieure f_S à partir de laquelle un champ diffus peut être considéré ($f_S = 2000\sqrt{\frac{T_{60}}{V}} = 378\text{Hz}$), tel que proposé par Schroeder [24], on limite l'analyse en basses fréquences à 200 Hz. Bien que cette valeur soit plus faible que f_s calculée, on se sert de cette limite afin de tenter d'observer l'efficacité de rayonnement à des fréquences où l'excitation moteur est importante.

Le graphique comparatif de la figure 4.18 montre une nette amélioration de 200 à 500 Hz et de 650 à 750 Hz, exception faite de quelques pics. Toutefois, à partir de 900 Hz, il

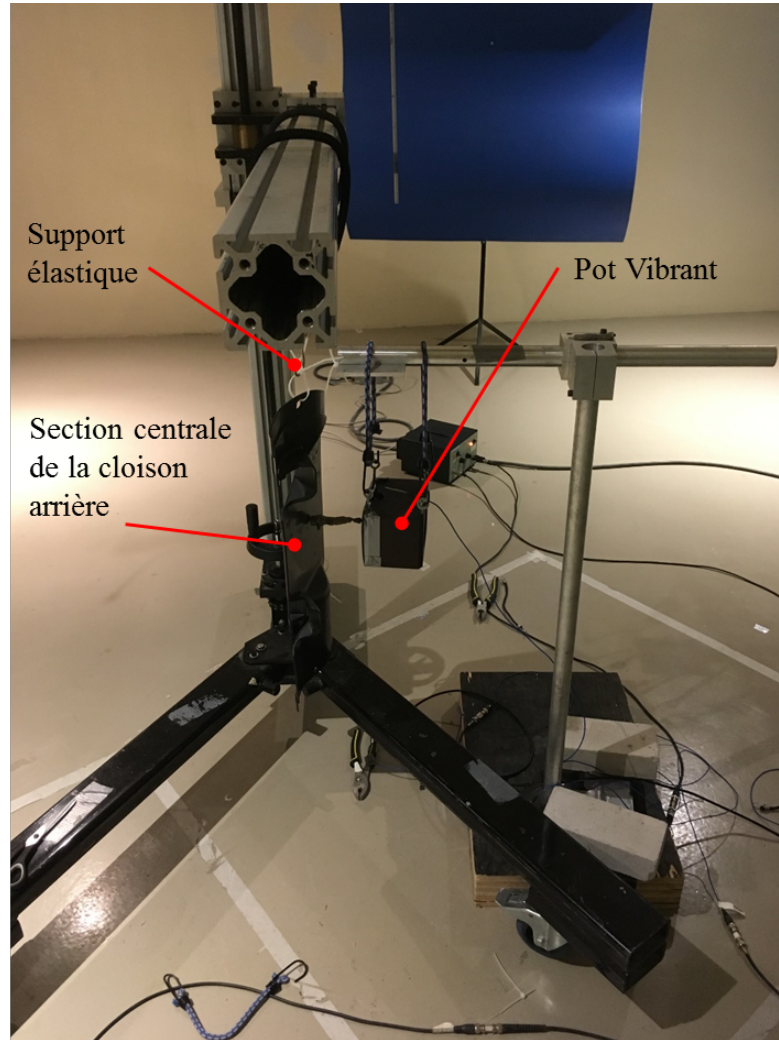


Figure 4.17 Montage utilisé pour la mesure de l'efficacité de rayonnement de la paroi G.

n'y a pas d'amélioration importante, les ratios étant du même ordre de grandeur pour les deux versions de cloison. Un pic ayant une amplitude élevée est même mesuré à 1275 Hz. Ce comportement est probablement explicable par le raidissement de la paroi G modifiée. Une amélioration notable en basses fréquences à partir de 200 Hz est donc anticipée lors des mesures de validation dans le véhicule.

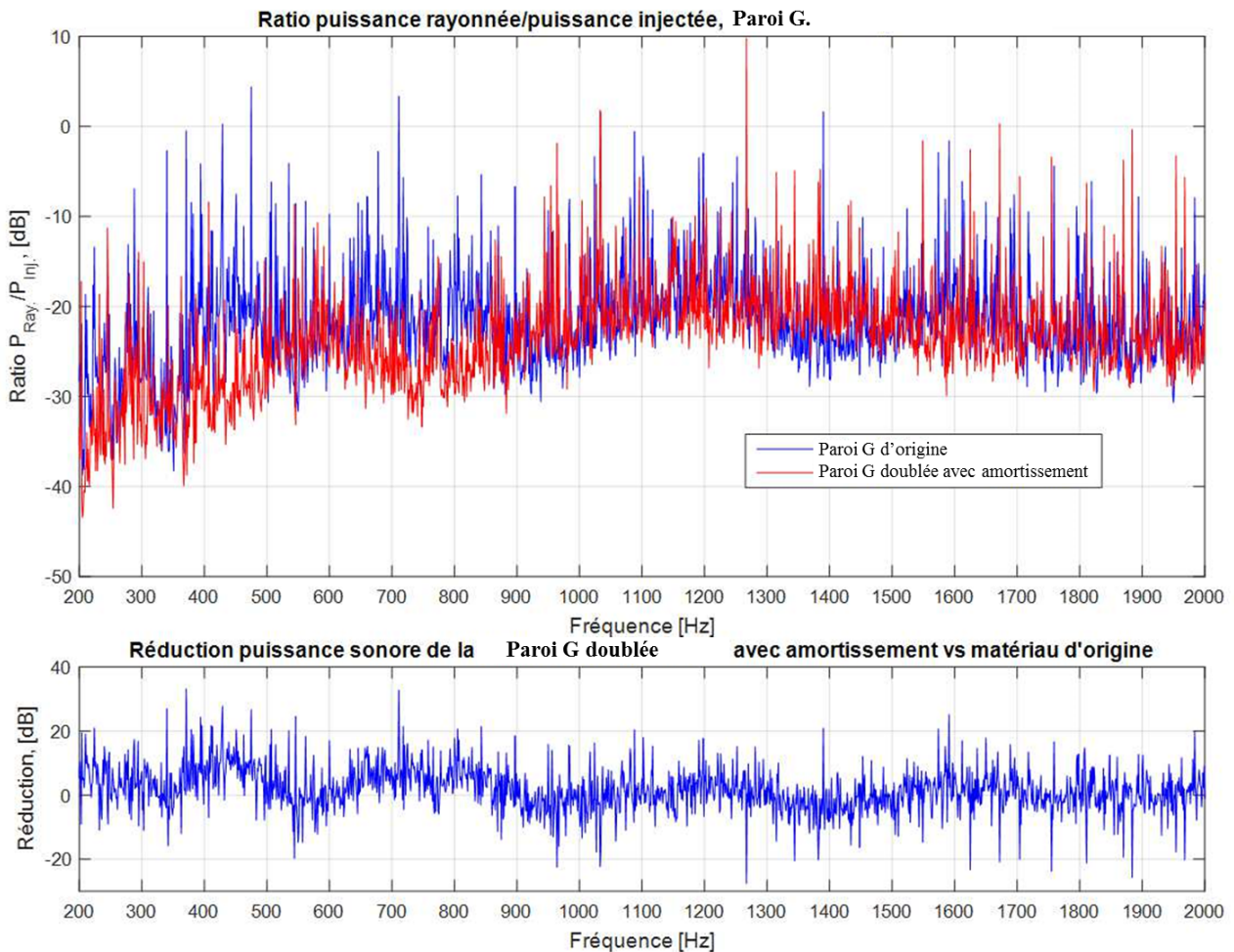


Figure 4.18 Comparaison du ratio de puissance rayonnée sur la puissance injectée de la paroi G ; origine (bleu), modifiée (rouge).

4.3 Parois C, D, E et F

Les parois C, D, E et F sont constituées de tôles très rigides et peu amorties ayant des surfaces majoritairement planes. Ces parois ont donc toutes les qualités requises pour rayonner acoustiquement de façon efficace tel que suggéré dans la littérature [16]. Afin de réduire cette efficacité de rayonnement, l'emploi de matériaux métalliques multicouches gauffrés pour réaliser ces parois est envisagée.

Il est permis de croire que ces matériaux augmentent l'amortissement structural par frottement sec entre les couches.

Une mesure du ratio de puissance acoustique rayonnée sur la puissance mécanique injectée est effectuée pour la paroi F.

4.3.1 Mesure du ratio de puissance acoustique rayonnée sur la puissance mécanique injectée de la paroi F

De la même façon qu'à la section 4.2.1, on compare les ratios $R_{P_{Ray.}/P_{Inj.}}$ des deux versions afin de quantifier l'amélioration attendue.

Tel que pour la cloison, la paroi F est suspendue par des cordes élastiques dans la chambre réverbérante du GAUS et excitée en un point au moyen d'un pot vibrant, relié à une tête d'impédance, tel que montré à la figure 4.19.

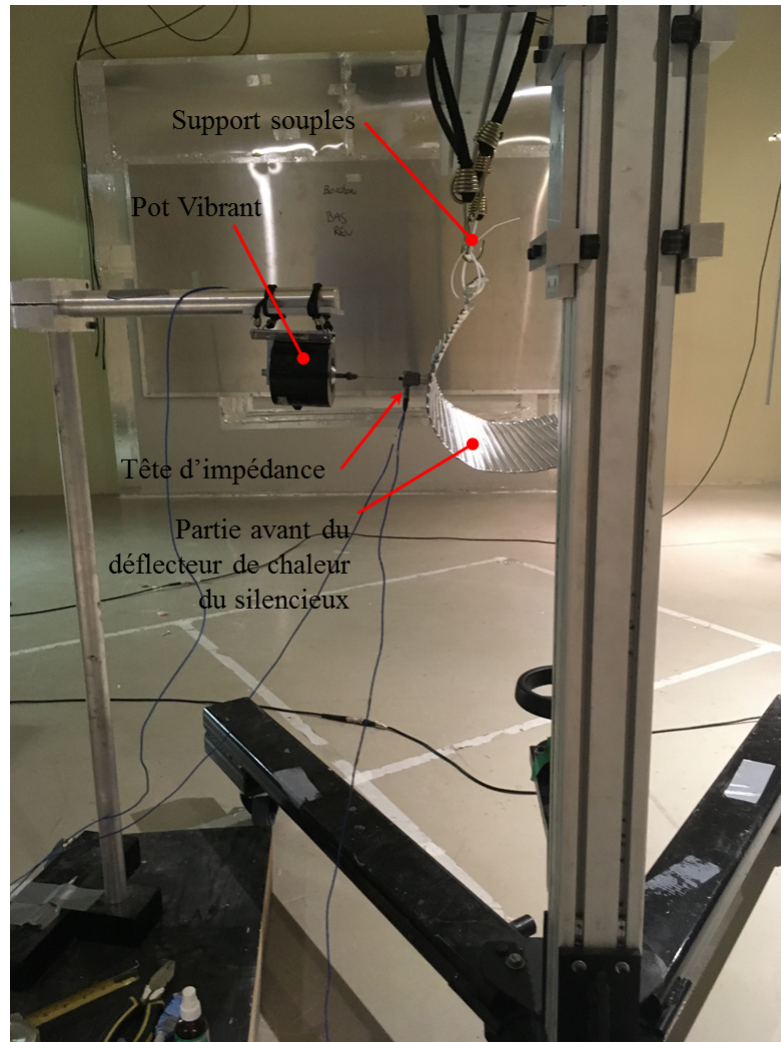


Figure 4.19 Montage pour la mesure de l'efficacité de rayonnement, chambre réverbérante du GAUS.

Considérant la même fréquence limite inférieure où le champ peut être considéré diffus, tel qu'énoncé à la section 4.2.1, le ratio $R_{P_{Ray.}/P_{Inj.}}$ pour la paroi F et sa version modifiée (fabriqué à partir du matériau multicouches d'aluminium) est fourni à la figure 4.20.

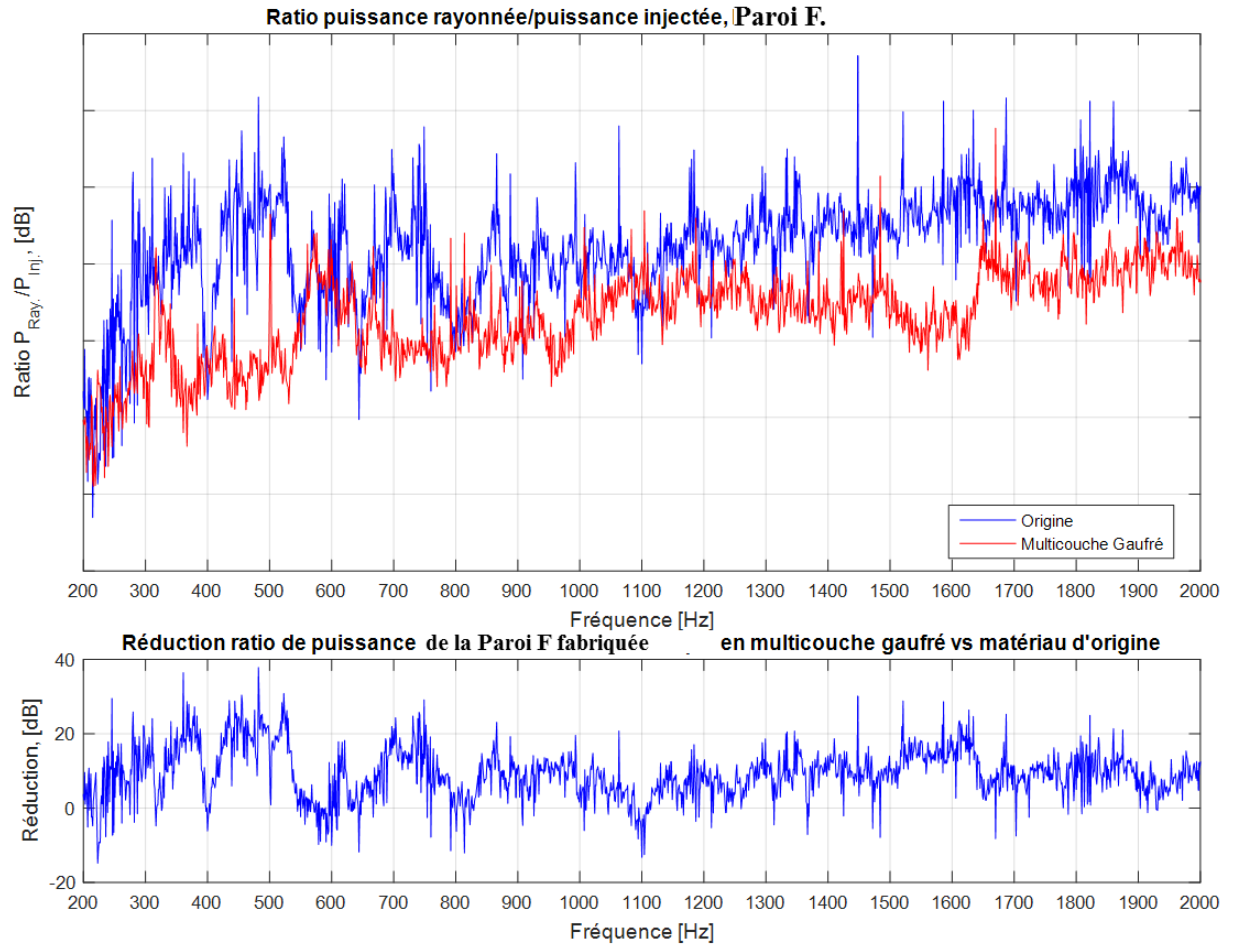


Figure 4.20 Comparaison du ratio de puissance rayonnée/puissance injectée de la paroi F (Srce_Rayonnante_6).

On remarque que le ratio est fortement diminué pour la version proposée en matériau multicouches gaufré, et que la réduction obtenue est presque toujours positive pour toutes les fréquences de 200 à 2000 Hz.

Il est donc proposé de prototyper toutes les parois C, D, E et F à partir de ce matériau.

4.3.2 Ajout d'absorption acoustique, dessous de la benne

Afin de réduire la contribution des parois C (Srce_Rayonnante_5), D (Srce_Rayonnante_4), E (Srce_Rayonnante_6) et F (Srce_Rayonnante_3) en haute fréquence, il est envisagé d'ajouter de l'absorption acoustique en dessous de la benne du véhicule.

La benne est protégée par un écran thermique plat en acier inoxydable.

Cet écran constituant un réflecteur acoustique et une source potentielle de rayonnement acoustique, il est proposé de le remplacer par un tissu de fibres de verre enduit de vermiculite. Les propriétés de résistance à la chaleur stipulées par le fabricant étant d'environ 800°C, il est donc, de l'avis de l'auteur, suffisamment résistant pour remplir cette fonction. De plus, la même laine minérale [28] que celle utilisée en dessous du plancher tel que décrite à la section 4.1 est envisagée pour être insérée entre la benne et cet écran thermique afin de créer de l'absorption acoustique.

On quantifie l'absorption du tissu de fibre de verre par une mesure en tube d'impédance selon la norme ASTM E1050-12 [3]. De façon simplifiée, cette méthode utilise un tube sur lequel est installé une source sonore à une extrémité pour générer des ondes planes se propageant dans la direction de l'axe du tube. Un échantillon de matériau est placé à l'autre extrémité du tube. Deux microphones sont localisés sur le tube et espacés d'une distance s_d afin de différencier l'onde incidente de l'onde réfléchie. On mesure alors la fonction de transfert acoustique non-corrigée \bar{H} selon l'équation 4.7 tirée de [3] :

$$\bar{H} = \frac{G_{12}}{G_{11}} = |\bar{H}|e^{j\bar{\phi}} \quad (4.7)$$

avec G_{12} l'interspectre entre les microphones 1 et 2, et G_{11} , l'autospectre du microphone 1.

À partir de l'équation 4.7, on calcule le coefficient de réflexion R , défini par l'équation 4.8.

$$R = |R|e^{j\phi_R} \text{ avec } |R| = \sqrt{\frac{1 + |H|^2 - 2|H|\cos(\phi + ks)}{1 + |H|^2 - 2|H|\cos(\phi - ks)}} \quad (4.8)$$

où H est la fonction de transfert acoustique \bar{H} corrigée pour l'amplitude et la phase et k , le nombre d'onde. Le coefficient d'absorption acoustique α peut alors être calculé tel que décrit par l'équation 4.9.

$$\alpha = 1 - |R|^2 \quad (4.9)$$

En utilisant un tube d'impédance de diamètre $d_{tube} = 44.45$ mm, qui donne une limite fréquentielle supérieure $f_{sup.tube} = 0.586c/d_{tube} = 4500$ Hz pour laquelle la propagation en onde plane peut être maintenue, on trace alors la courbe d'absorption pour deux distances entre l'échantillon et le mur du fond, tel que montré à la figure 4.21.

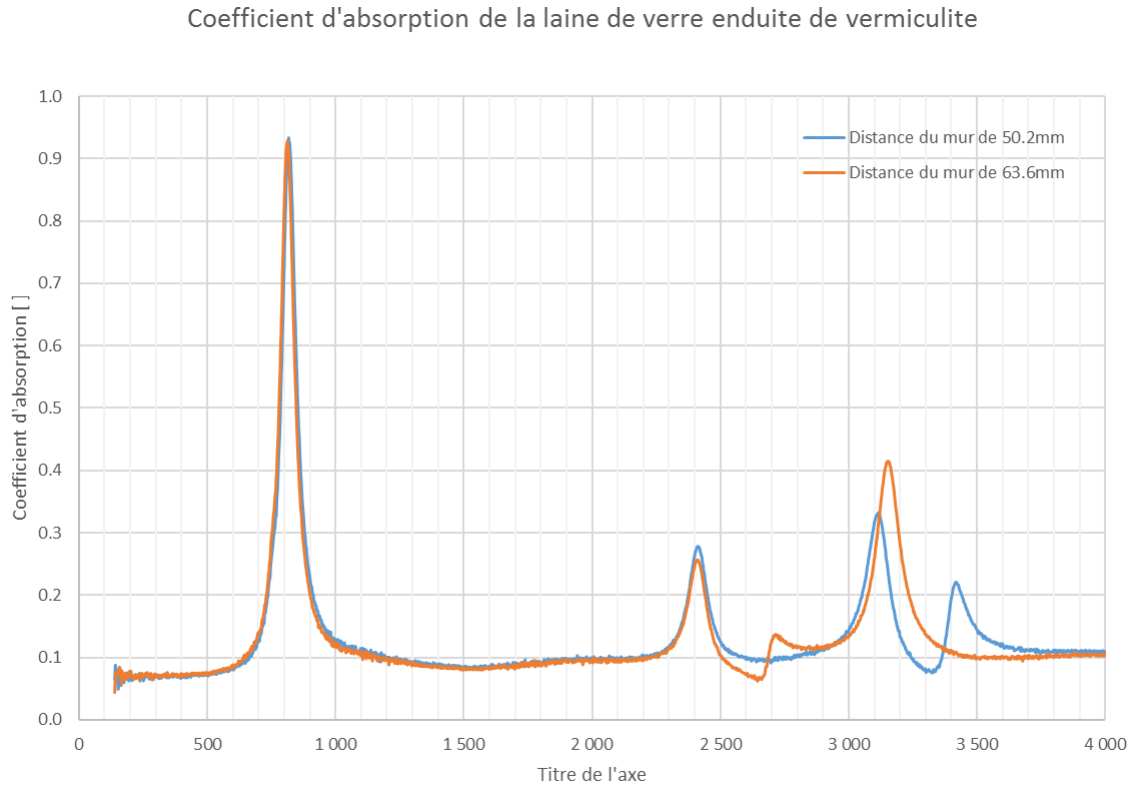


Figure 4.21 Coefficient d'absorption du tissu de fibre de verre enduit de vermiculite.

Hormis le pic observé à 800 Hz pour l'échantillon testé, on remarque que l'absorption acoustique de ce tissu est faible.

La laine minérale, dont le coefficient d'absorption acoustique est tracé à la figure 4.6, a un coefficient d'absorption supérieur à 0.9 à partir d'une fréquence de 900 Hz.

On a donc remplacé l'écran thermique d'origine par un tissu qui rayonne peu étant donné sa très faible rigidité, bien qu'il limite l'absorption de la laine minérale là où il la recouvre.

On peut donc espérer que cette modification réduise le niveau sonore émis par le rayonnement des parois C, D, E et F ainsi que toutes les autres sources du compartiment moteur à moyenne et haute fréquences.

CHAPITRE 5

Validation avec la méthode OTPA des sources sonores du véhicule ayant les solutions développées

La validation des solutions apportées sur le véhicule telles que décrites au chapitre 4 avec la méthode OTPA est proposée dans ce chapitre. Les solutions ayant été validées individuellement en laboratoire ou par simulation, sont à présent installées sur le véhicule. Cette validation permettra de vérifier notamment la réduction des contributions pour l'opérateur des différentes sources et chemins de transfert qui ont été traités. Aussi, cette validation permettra de juger de la justesse de la hiérarchisation des sources.

5.1 Mesures opérationnelles

Les mesures opérationnelles sont effectuées dans les mêmes conditions, soit sur la même piste asphaltée avec le contrôle logiciel de régime moteur et avec globalement une instrumentation identique à celle énoncée à la section 3.2 à l'exception de quelques différences. La position des indicateurs de source des déflecteurs d'échappement a toutefois changé étant donné les formes différentes de ces déflecteurs. Aussi, huit indicateurs de source additionnels ont été ajoutés. Les récepteurs, soit les microphones localisés près du conducteur et du passager, restent les mêmes. Un tableau résumant le nombre de récepteurs et d'indicateurs de sources est donné à la figure 5.1.

| Type | Nombre | Nombre de canaux | Type de capteurs |
|------------------------|--------|------------------|-----------------------------|
| Récepteurs | 2 | 2 | 2 microphones |
| Indicateurs de sources | 55 | 71 | 17 microphones |
| | | | 8 accéléromètres triaxiaux |
| | | | 30 accéléromètres uniaxiaux |

Figure 5.1 Tableau résumé des capteurs utilisés pour OTPA, véhicule amélioré.

5.1.1 Niveaux sonores globaux pour le conducteur et le passager

Les niveaux sonores globaux pondérés C pour le conducteur sont illustrés à la figure 5.2 pour la même configuration véhicule de la section 3.4, soit cabine fermée, quatre roues embrayées et pneus de type automobile.

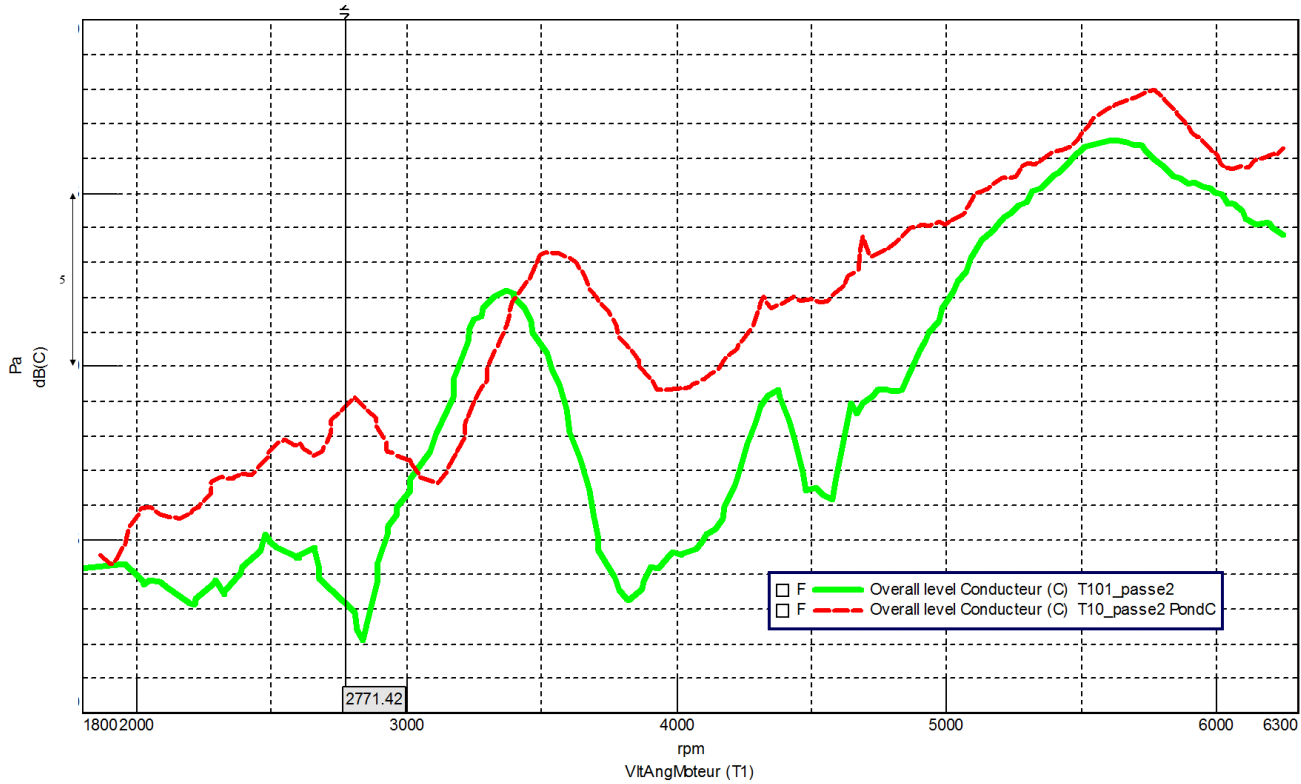


Figure 5.2 Niveau sonore global pour le conducteur, pondération C. Véhicule original (rouge), véhicule avec solutions apportées (vert).

Hormis le décalage du pic de niveau global qui s'est déplacé du régime de 3550 t/min pour le véhicule original à 3400 t/min pour le véhicule ayant les solutions apportées, une réduction du niveau est observée pour le conducteur pour à peu près tous les régimes, allant jusqu'à une réduction de 7.5 dB(C) vers 3750 t/min. Selon le résultat tracé à la figure 5.2, le niveau sonore est faiblement réduit par rapport au niveau du véhicule original vers 1900 et 5500 RPM mais il est de l'avis de l'auteur et des autres personnes ayant essayé le véhicule qu'une différence marquée est quand même perçue par le conducteur à ces régimes. Ceci laisse présager que l'utilisation seule de la pondération C ne constitue pas un bon indicateur pour refléter la sensation perçue par le conducteur et le passager.

Aussi, un pic est enregistré à environ 4300 t/min et correspond au même phénomène que celui observé lors des premières mesures, soit qu'un fort niveau sonore est soudainement perçu pour s'atténuer rapidement lors de la montée graduelle en régime. Ce haut niveau sonore est le même phénomène que celui observé initialement lors de l'état des lieux, voir section 3.1. Cependant, le niveau global étant plus faible pour le conducteur, les sources et chemins de transfert dominants ayant été traités, le phénomène est perceptivement beaucoup plus présent.

Lorsqu'on observe les spectres pour le microphone du conducteur des deux mesures, on note une modification importante du contenu fréquentiel en haute fréquence ainsi qu'en basses fréquences à haut régime (ordre 0.5) et en bas régime (ordre 1), voir figure 5.3.

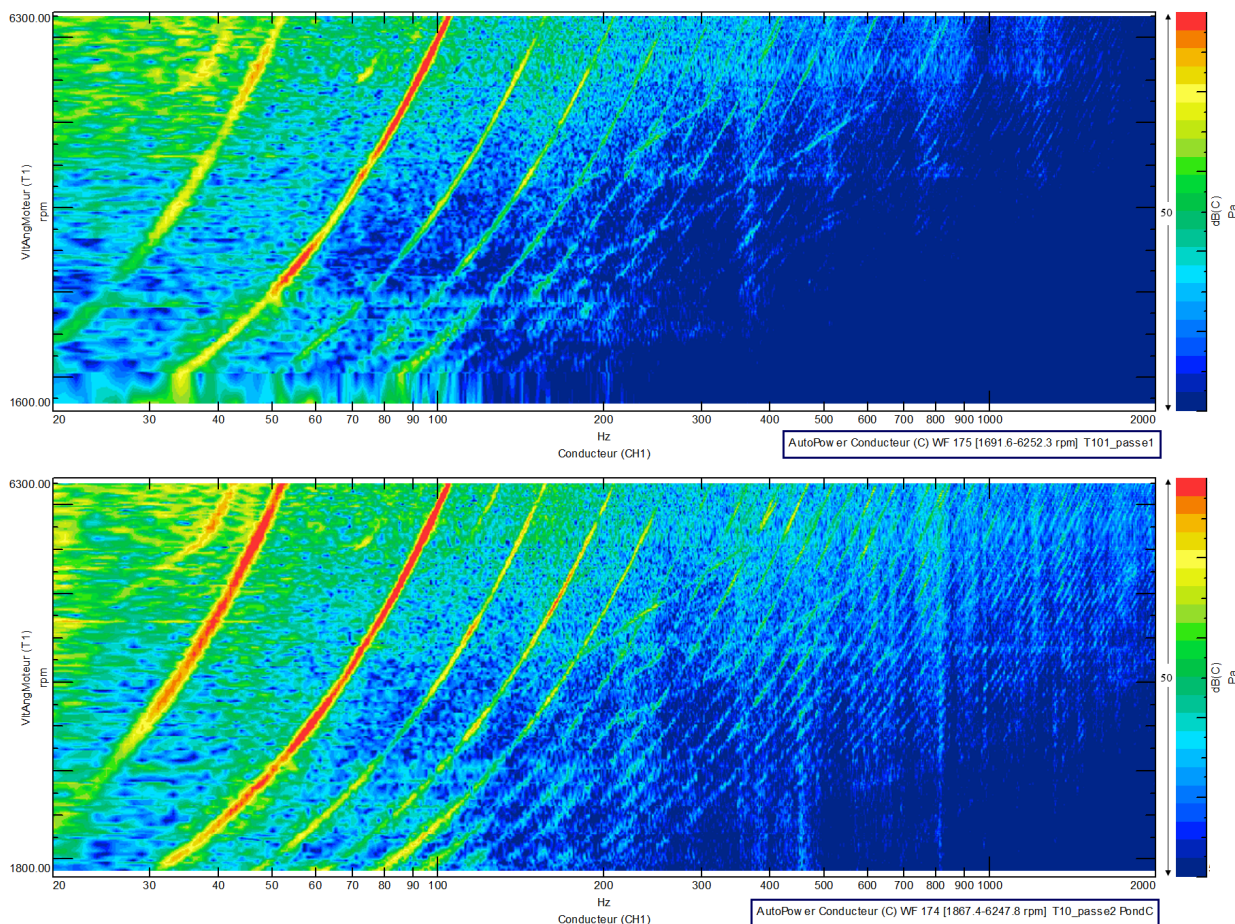


Figure 5.3 Comparaison du contenu fréquentiel lors de l'accélération lente. Véhicule original (bas), véhicule avec solutions apportées (haut).

La réduction importante de l'ordre moteur 0.5, qui est attribuable au fait que les déflecteurs de chaleur rayonnent beaucoup moins sur l'excitation liée à la complétion du cycle thermodynamique de chacun des cylindres. Cette réduction est aussi montrée à la figure 5.4.

Le niveau global est encore une fois dominé par l'ordre moteur 1, tel que montré à la figure 5.5.

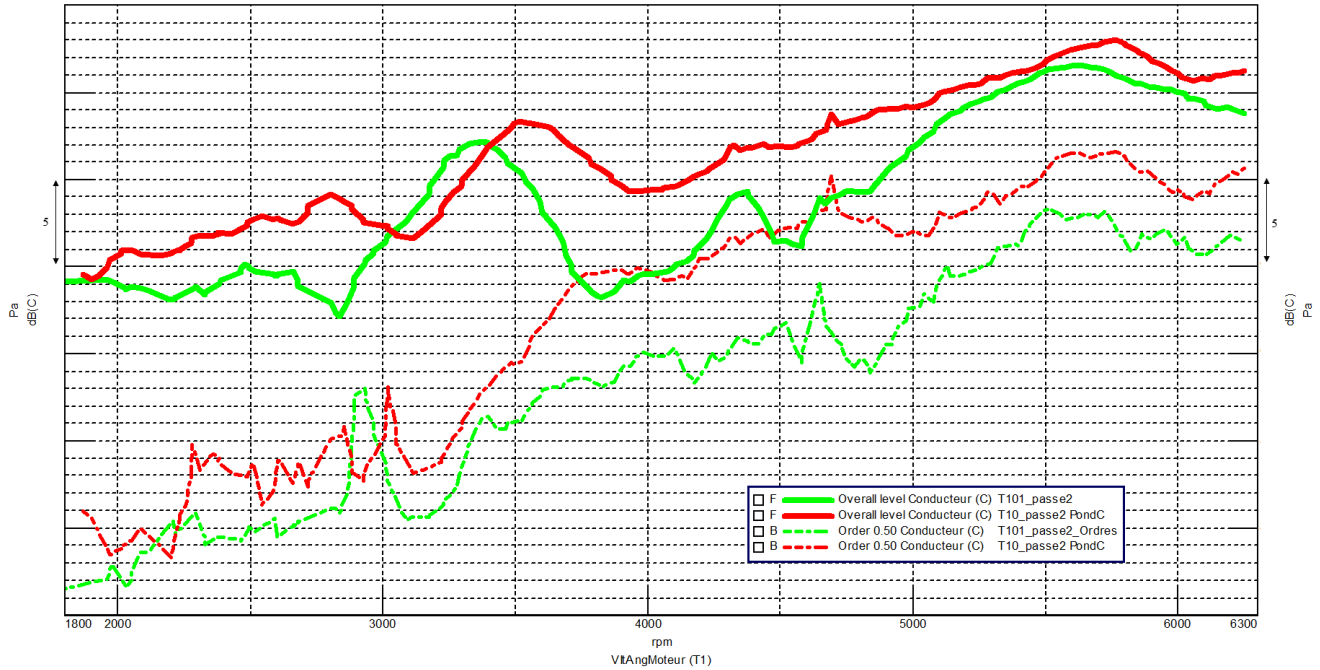


Figure 5.4 Comparaison de l'ordre moteur 0.5 au microphone du conducteur. Véhicule original (rouge), véhicule avec solutions apportées (vert), niveau sonore global (trait continu épais), ordre moteur 0.5 (trait tireté fin).

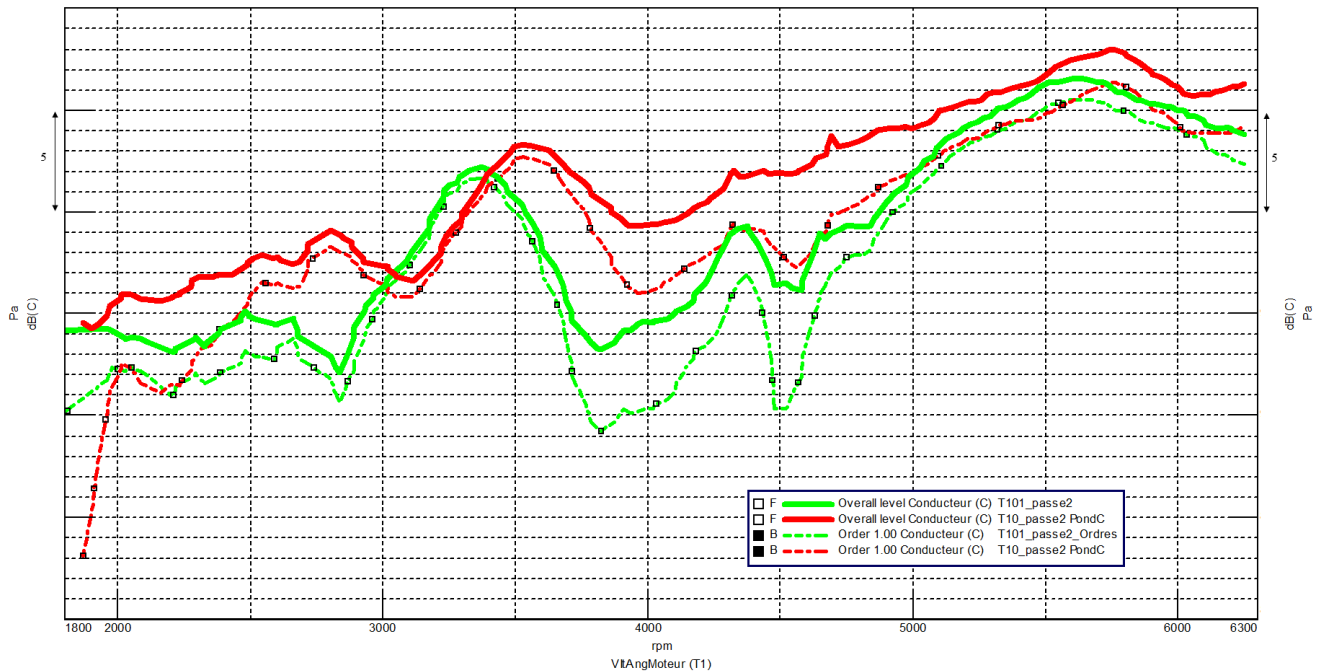


Figure 5.5 Comparaison de l'ordre moteur 1. Véhicule original (rouge), véhicule avec solutions apportées (vert), niveau sonore global (trait continu épais), ordre moteur 1 (trait tireté fin).

5.2 Comparaison des niveaux globaux des sept contributeurs moyens les plus élevés avant et après modifications

Les niveaux globaux des sept plus grands contributeurs dominants du véhicule d'origine identifiés à la section 3.4 sont comparés avec les mêmes contributeurs mesurés sur le véhicule ayant les solutions proposées au chapitre 4, contributions calculées au moyen de la méthode OTPA décrite précédemment. Cette comparaison est proposée afin de démontrer l'efficacité de cette méthode pour quantifier le niveau d'amélioration pour chacune de ces sources.

5.2.1 Rayonnement des parois C, D, E et F

Parmi les sept plus grands contributeurs du véhicule modifié se trouvent les parois suivantes, en ordre d'importance :

1. la paroi C (Srce_Rayonnante_5) ;
2. la paroi D (Srce_Rayonnante_4) ;
3. la paroi E (Srce_Rayonnante_6) ;
4. la paroi E (Srce_Rayonnante_3).

La contribution de la paroi D est beaucoup plus faible au dessus de la fréquence de 300 Hz, tel que montré à la figure 5.6.

Pourtant, lorsqu'on compare le niveau global de la contribution de cette paroi avant et après l'apport de modifications, on note une plus grande contribution à peu près pour tous les régimes, voir figure 5.7.

Cette hausse de la contribution globale peut s'expliquer par le fait que les niveaux sur les ordres moteur 1 et 2 ont augmentés et dominant le niveau global comme le montre la figure 5.7.

La réponse forcée de cette paroi sur les ordres moteur 1 et 2 est donc plus grande que dans la version originale et des modes ayant des fréquences inférieures à 200 Hz sont également présents.

En ce qui a trait à la paroi C, sa contribution est globalement plus faible même si on observe une hausse à certains régimes, voir figure 5.8. L'atténuation des niveaux sonores aux fréquences supérieures à 300 Hz est également observée tel que dans le cas de la paroi D tel qu'illustré à la figure 5.9

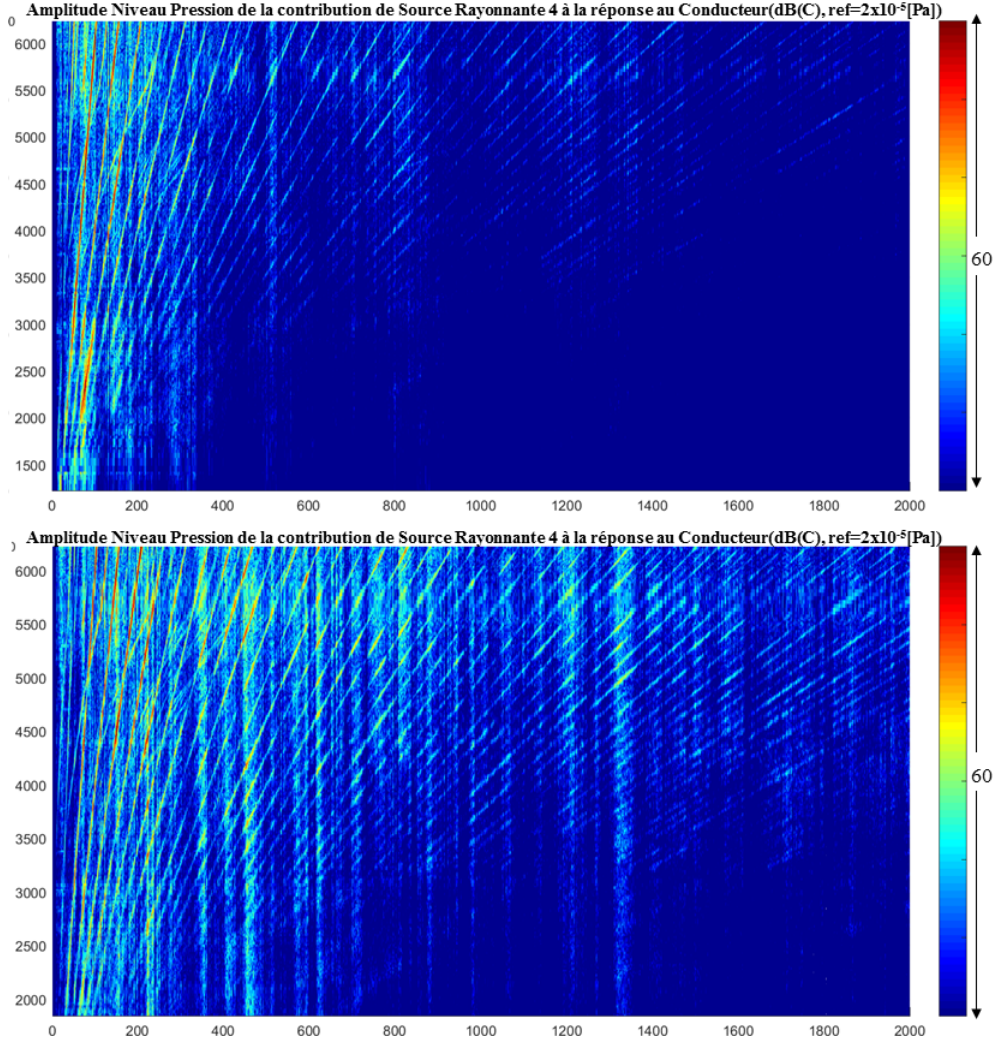


Figure 5.6 Comparaison de la contribution de la paroi D (Srce_Rayonnante_4). Version originale (bas), version améliorée (haut).

La contribution de la paroi E offre elle aussi une réduction significative des niveaux au-dessus d'une fréquence de 300 Hz, voir la figure 5.10. et offre généralement une réduction du niveau global de sa contribution, même si une hausse à certains régimes est observée, voir figure 5.11.

Les niveaux de pression réduits pour des fréquences supérieures à 300 Hz de la paroi F, tels qu'illustrés à la figure 5.12. sont représentatifs des mesures de puissances rayonnées de la section 4.3. Par contre, le niveau global de la contribution a augmenté, cette hausse étant dominée par les ordres moteur 1 et 2, voir figure 5.13.

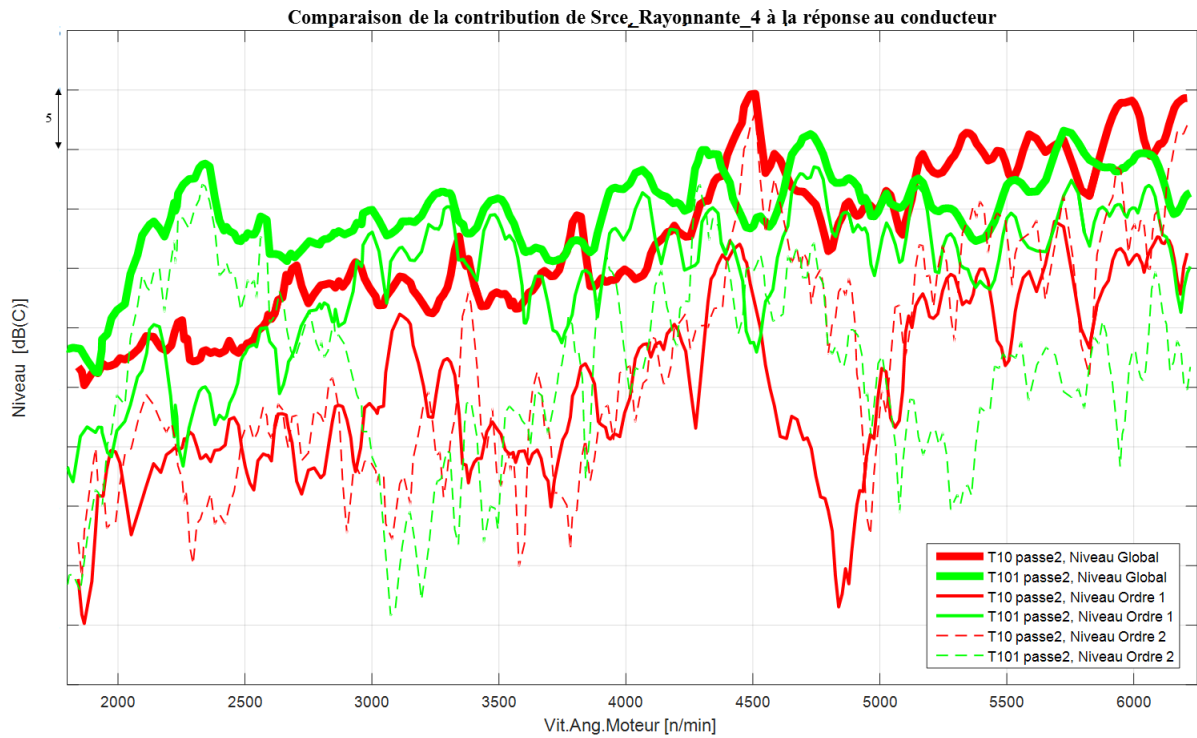


Figure 5.7 Niveaux globaux, niveau selon ordre moteur 1 et 2 : Comparaison de la contribution de la paroi D (Srce_Rayonnante_4). Version originale (rouge), version améliorée (vert), niveau global (trait plein épais), niveau ordre 1 (trait plein fin), niveau ordre 2 (trait tireté fin).

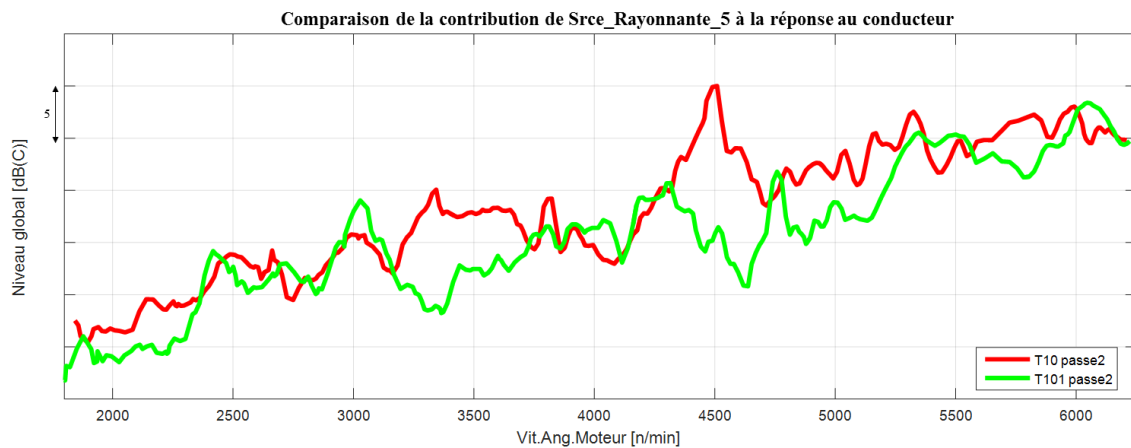


Figure 5.8 Comparaison de la contribution de la paroi C au niveau global au conducteur (Srce_Rayonnante_5). Version originale (rouge), version améliorée (vert).

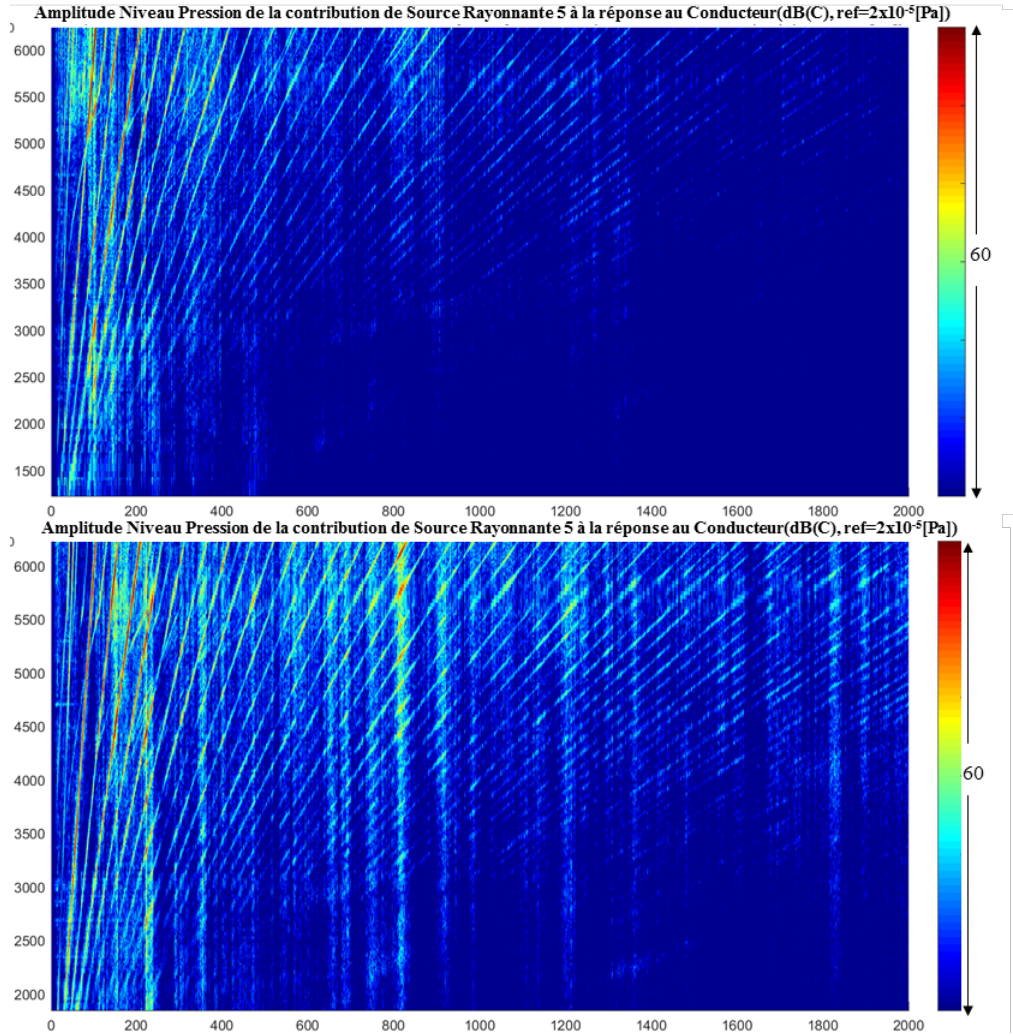


Figure 5.9 Comparaison de la contribution de la paroi C (Srce_Rayonnante_5). Version originale (bas), version améliorée (haut).

5.2.2 Source aérienne numéro 3

La contribution de la source aérienne numéro 3 au niveau global conducteur a beaucoup diminué, voir figure 5.14, ceci étant attribuable à l'augmentation de la perte par transmission des chemins de transfert que sont les parois A,B, G et H, les composantes atténuant cette source aérienne étant inchangées. On note une grande réduction des niveaux au-dessus de 500 Hz, voir figure 5.15.

5.2.3 Source aérienne numéro 6 et numéro 16

Les niveaux des contributions de la source aérienne numéro 6 et numéro 16 au niveau global au conducteur sont plus élevés en bas du régime moteur de 3600 t/min, puisqu'ils sont dominés par l'ordre moteur 1 qui est plus grand que celui de la mesure du véhicule

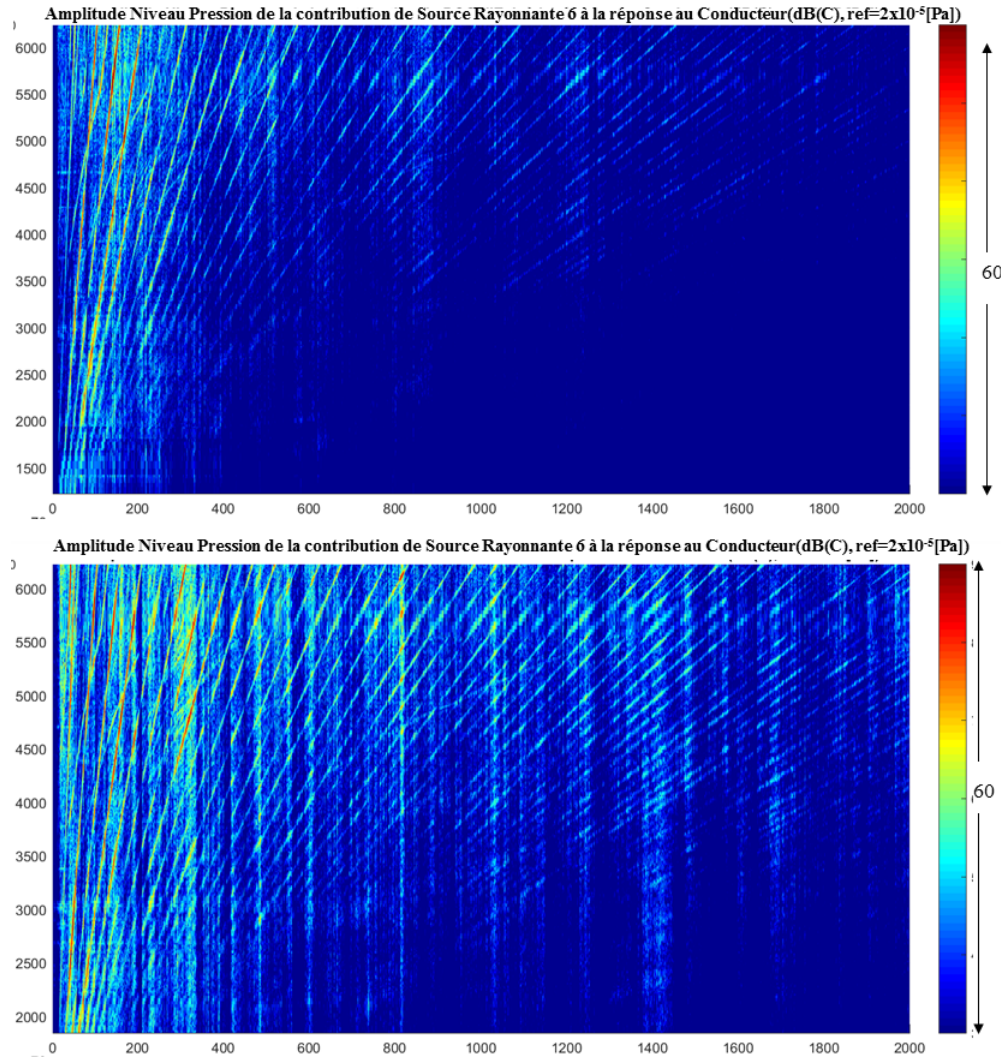


Figure 5.10 Comparaison de la contribution de la paroi E au niveau global au conducteur (Srce_Rayonnante_6). Version originale (bas), version améliorée (haut).

original, mais est inférieure passé 3600 t/min, où on observe une réduction drastique de la contribution du même ordre moteur 1 au niveau global, tel que montré aux figures 5.16 et 5.17.

Le décalage fréquentiel et la réduction d'amplitude de la contribution de l'ordre moteur 1 au niveau global au conducteur entre les deux versions de véhicule correspond bien au décalage de la fréquence de respiration f_0 d'environ 7 Hz (soit 460 t/min sur ordre moteur 1) et à la réduction de l'amplitude de la respiration (environ 8 dB) observés lors des mesures comparatives des FRF de mobilité de la double paroi montrées à la figure 4.10. La contribution évaluée de la paroi A et B par la méthode OTPA semble donc bien refléter les mesures expérimentales effectuées à la section 4.1.

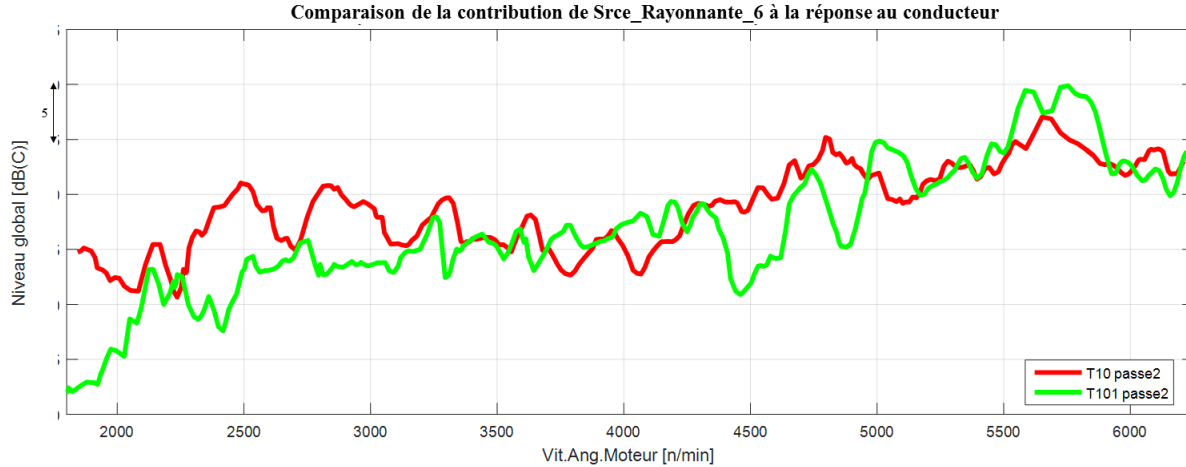


Figure 5.11 Comparaison de la contribution de la paroi E au niveau global au conducteur (Srce_Rayonnante_6). Version originale (rouge), version améliorée (vert).

5.2.4 Paroi G

La contribution de la paroi G au niveau global au conducteur est généralement plus faible sur l'ensemble des régimes hormis le décalage du pic de 2600 t/min à 2150 t/min, tel que montré à la figure 5.18. Ce décalage peut s'expliquer du fait de l'augmentation de la masse de la paroi G, tel que décrit à la section 4.2. On note aussi que le niveau global est dominé par l'ordre moteur 1 dans les deux cas, soit avant et après modifications. La contribution de l'ordre 1 décroît de façon générale avec le régime moteur ce qui est en accord avec l'augmentation de l'indice de transmissibilité simulé à basse fréquence à la section 4.2 et montré à la figure 4.15, les fréquences de l'ordre moteur 1 variant de 30 à 104 Hz pour des régimes moteurs correspondant de 1800 et 6250 t/min.

L'amortissement et la masse supplémentaires présents dans la cloison améliorée semble jouer un rôle notable dans la réduction des contributions, à partir d'une fréquence de 150 Hz au niveau global mesuré au conducteur, tel que montré à la figure 5.19.

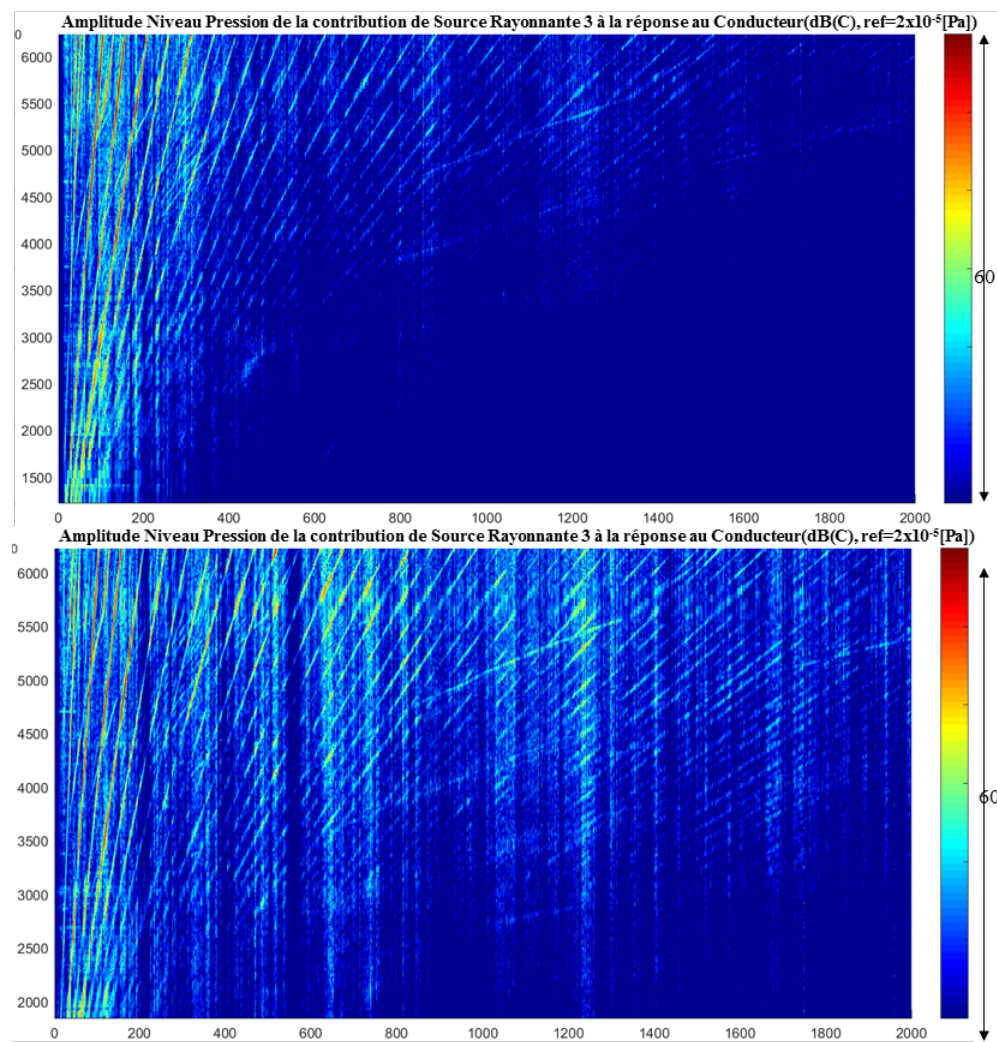


Figure 5.12 Comparaison de la contribution de la paroi F au niveau global au conducteur (Srcce_Rayonnante_3). Version originale (bas), version améliorée (haut).

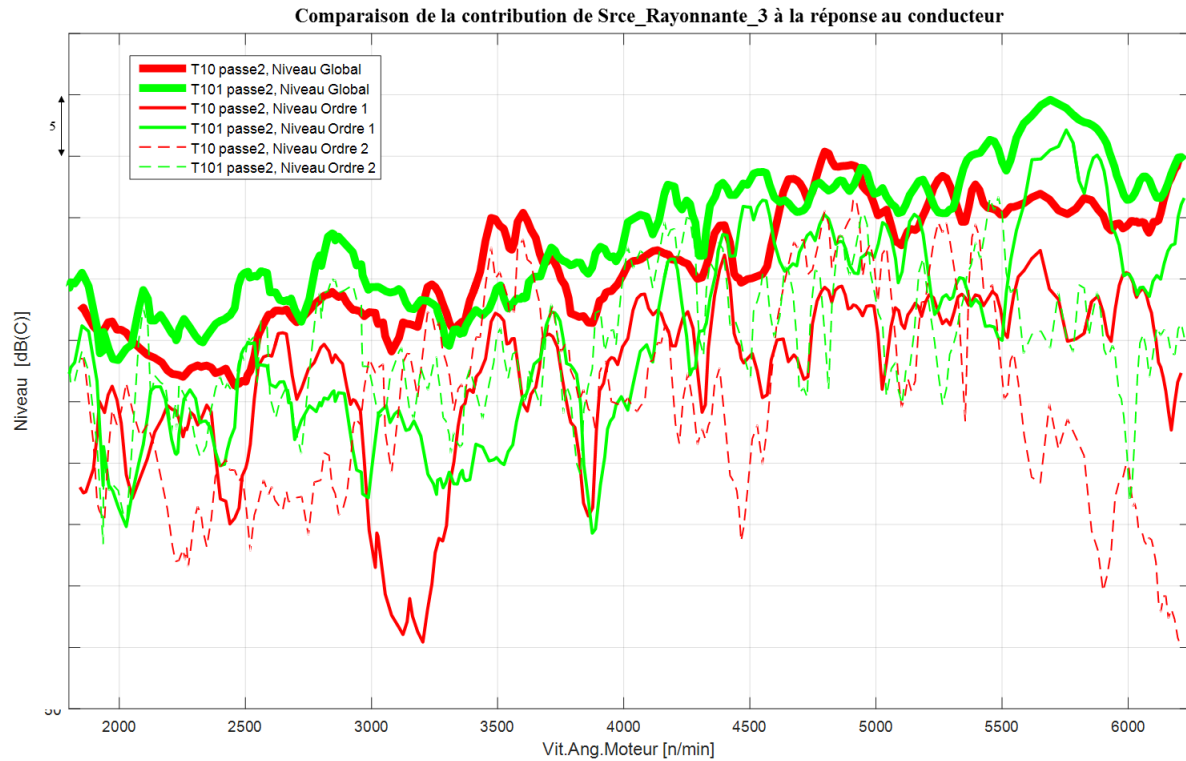


Figure 5.13 Niveaux globaux, niveau selon ordre moteur 1 et 2 : Comparaison de la contribution de la paroi F au niveau global au conducteur (Srce_Rayonnante_3). Version originale (rouge), version améliorée (vert), niveau global (trait plein épais), niveau ordre 1 (trait plein fin), niveau ordre 2 (trait tireté fin).

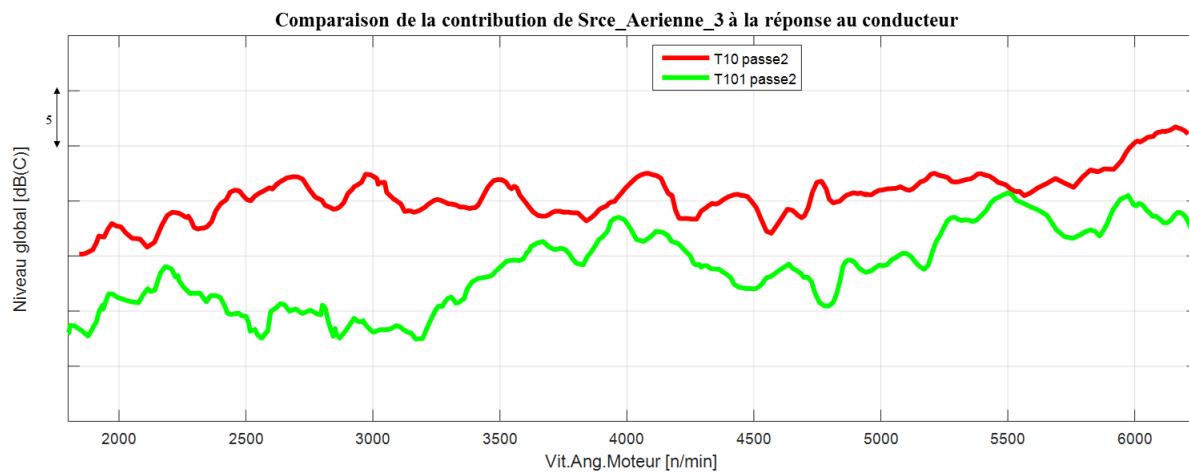


Figure 5.14 Comparaison de la contribution de la source aérienne numéro 3 au niveau global au conducteur (Srce_Aerienne_3). Version originale (rouge), version améliorée (vert).

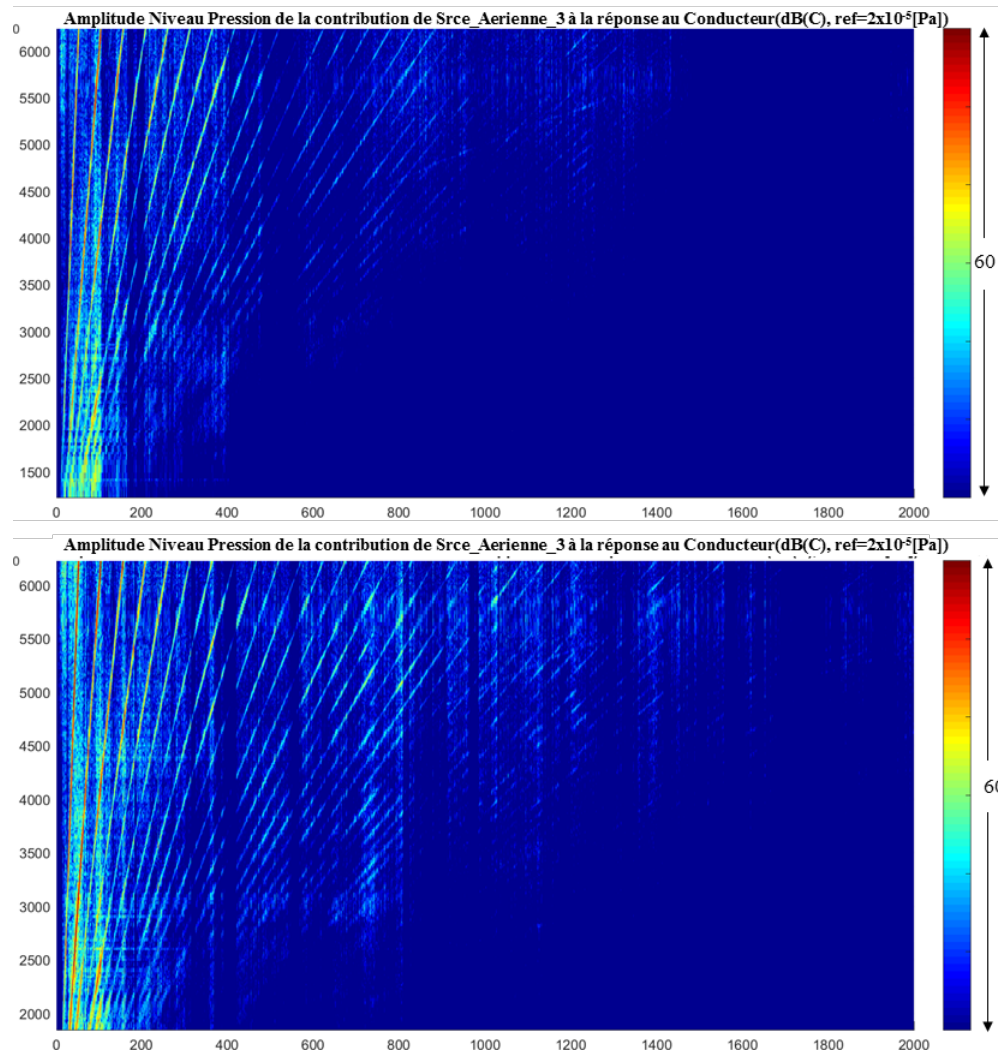


Figure 5.15 Comparaison de la contribution de la source aérienne numéro 3 au niveau global au conducteur (Srce_Aerienne_3). Version originale (bas), version améliorée (haut).

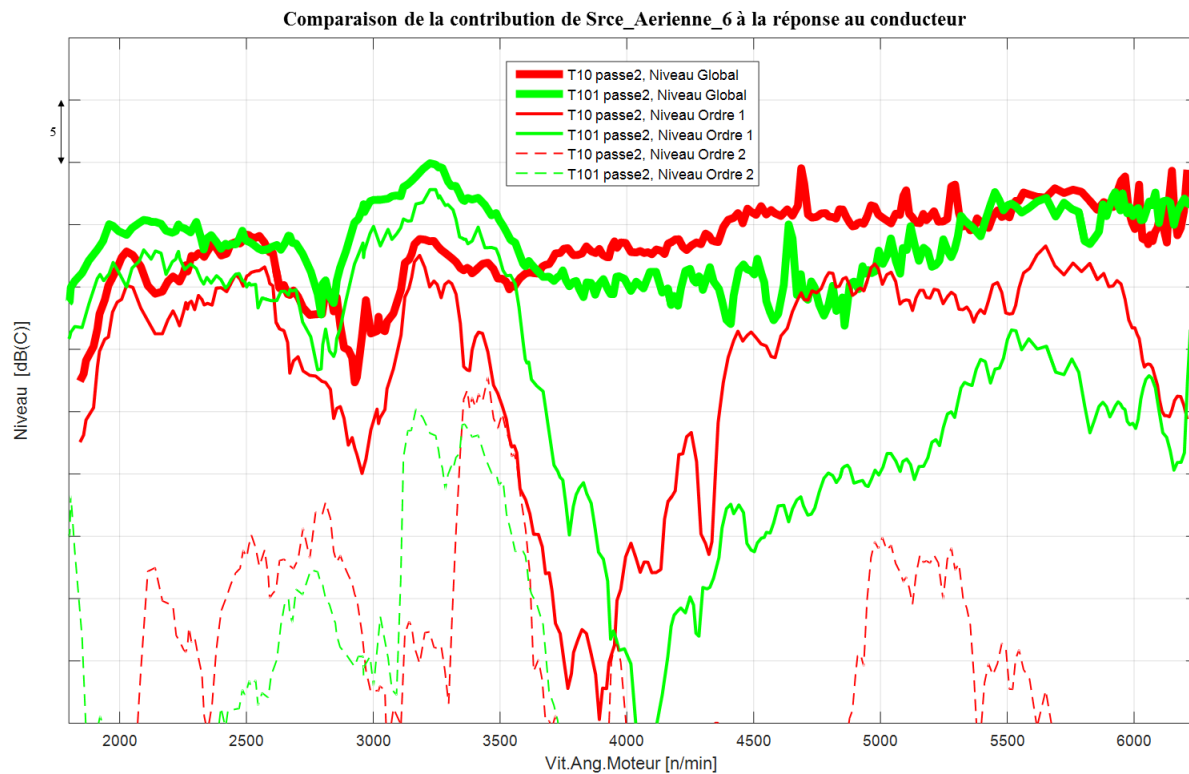


Figure 5.16 Niveaux globaux, niveau selon ordre moteur 1 et 2 : Comparaison de la contribution de la source aérienne numéro 6 au niveau global au conducteur (Srce_Aerienne_6). Version originale (rouge), version améliorée (vert), niveau global (trait plein épais), niveau ordre 1 (trait plein fin), niveau ordre 2 (trait tireté fin).

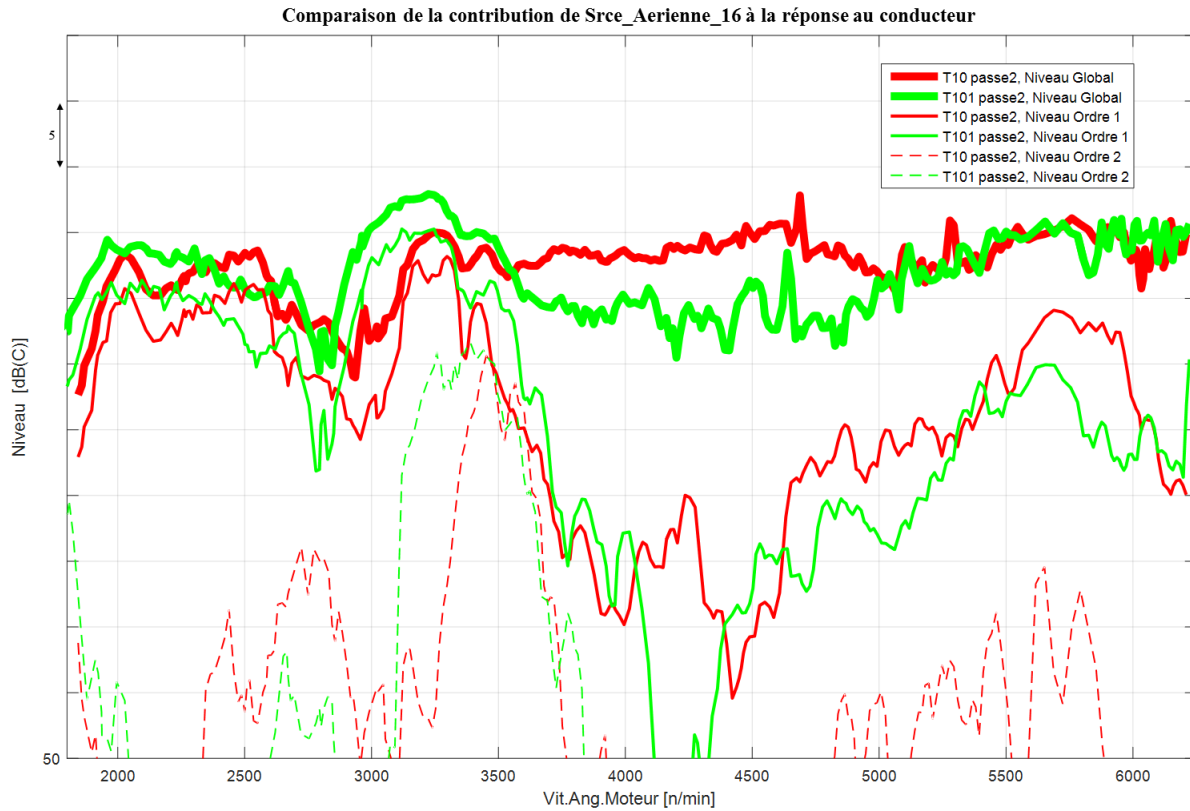


Figure 5.17 Niveaux globaux, niveau selon ordre moteur 1 et 2 : Comparaison de la contribution de la source aérienne numéro 16 au niveau global au conducteur (Srce_Aerienne_16). Version originale (rouge), version améliorée (vert), niveau global (trait plein épais), niveau ordre 1 (trait plein fin), niveau ordre 2 (trait tireté fin).

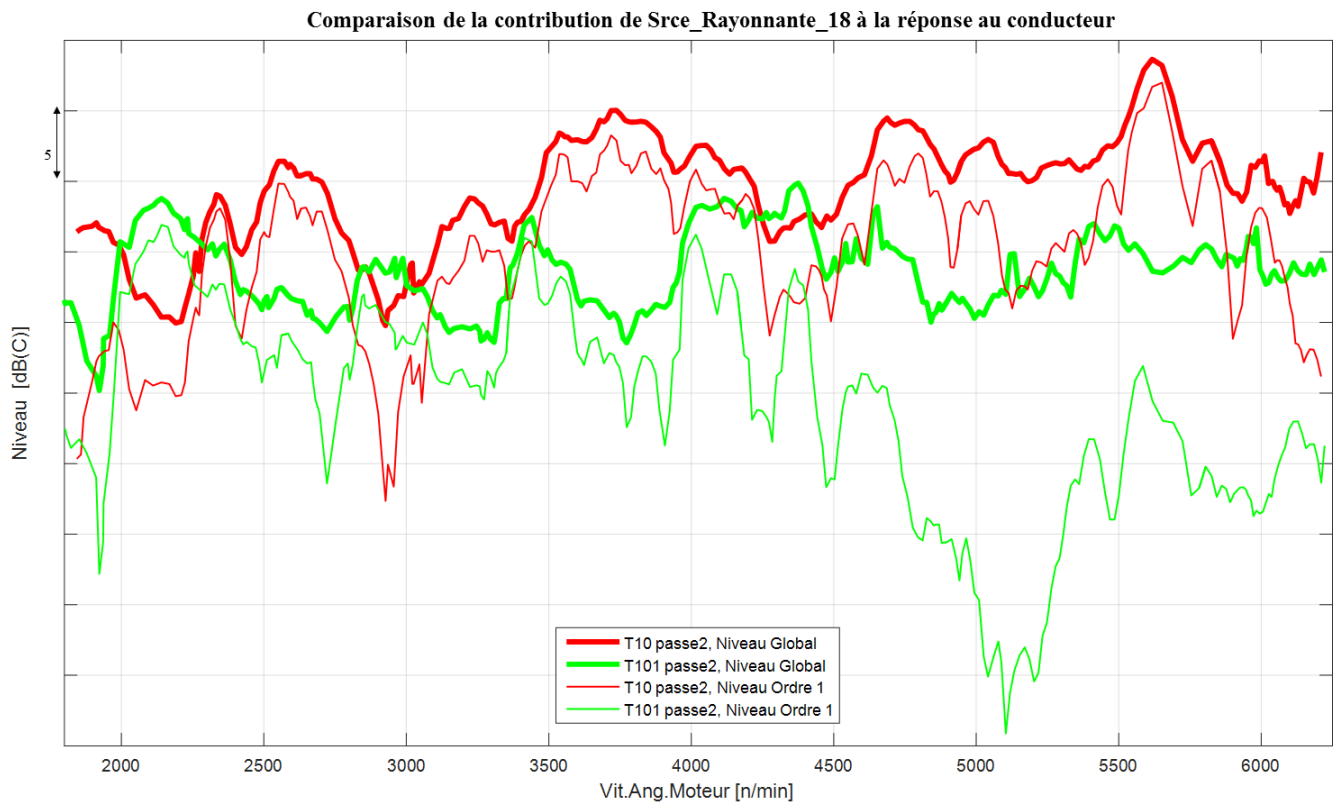


Figure 5.18 Niveaux globaux, niveau selon ordre moteur 1 : Comparai-
son de la contribution de la paroi G, au niveau global au conducteur
(Srce_Rayonnante_18). Version originale (rouge), version améliorée (vert), ni-
veau global (trait plein épais), niveau ordre 1 (trait plein fin).

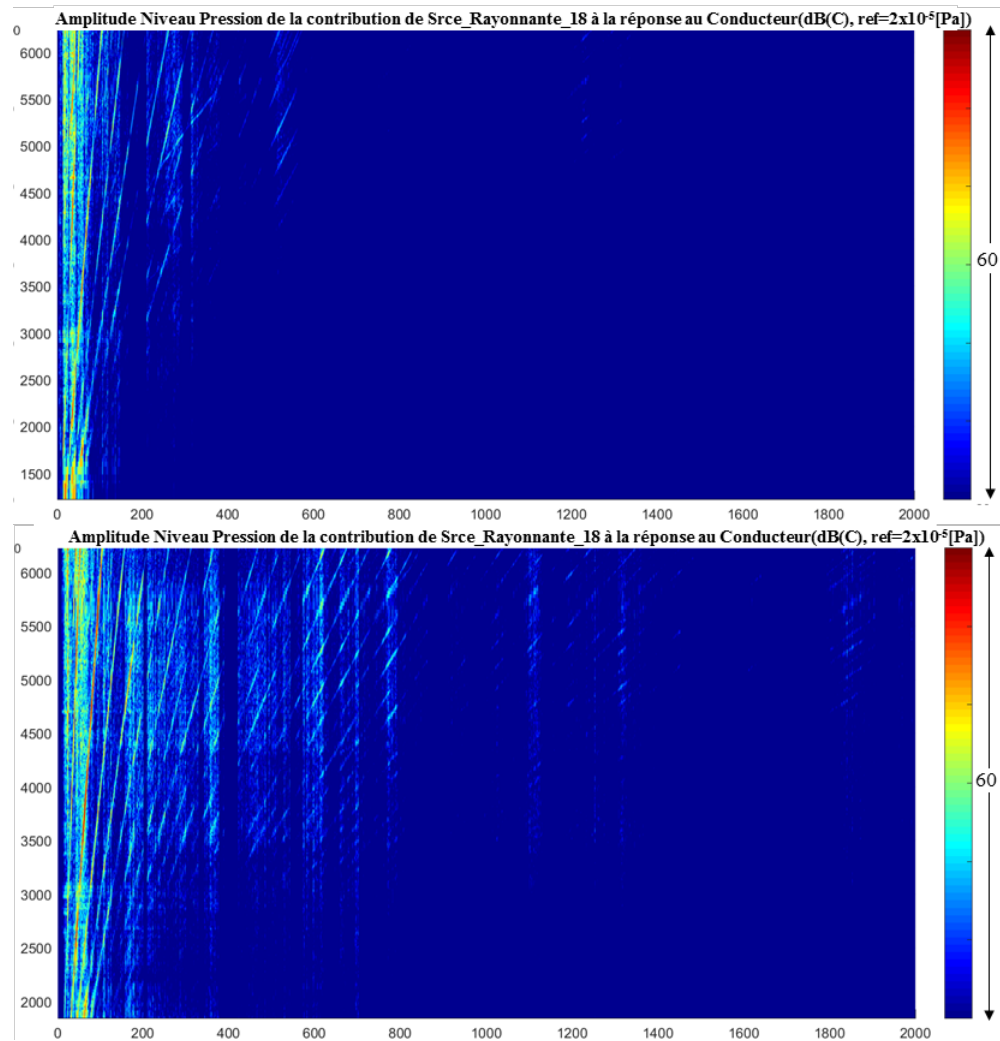


Figure 5.19 Comparaison de la contribution de la paroi G au niveau global au conducteur (ParCloisPFMilieu). Version originale (bas), version améliorée (haut).

5.3 Hiérarchisation des sources du véhicule ayant les solutions apportées

Les sept plus grands contributeurs moyens, tels que calculés par l'équation 3.2 de la section 3.4, sont illustrés à la figure 5.20.

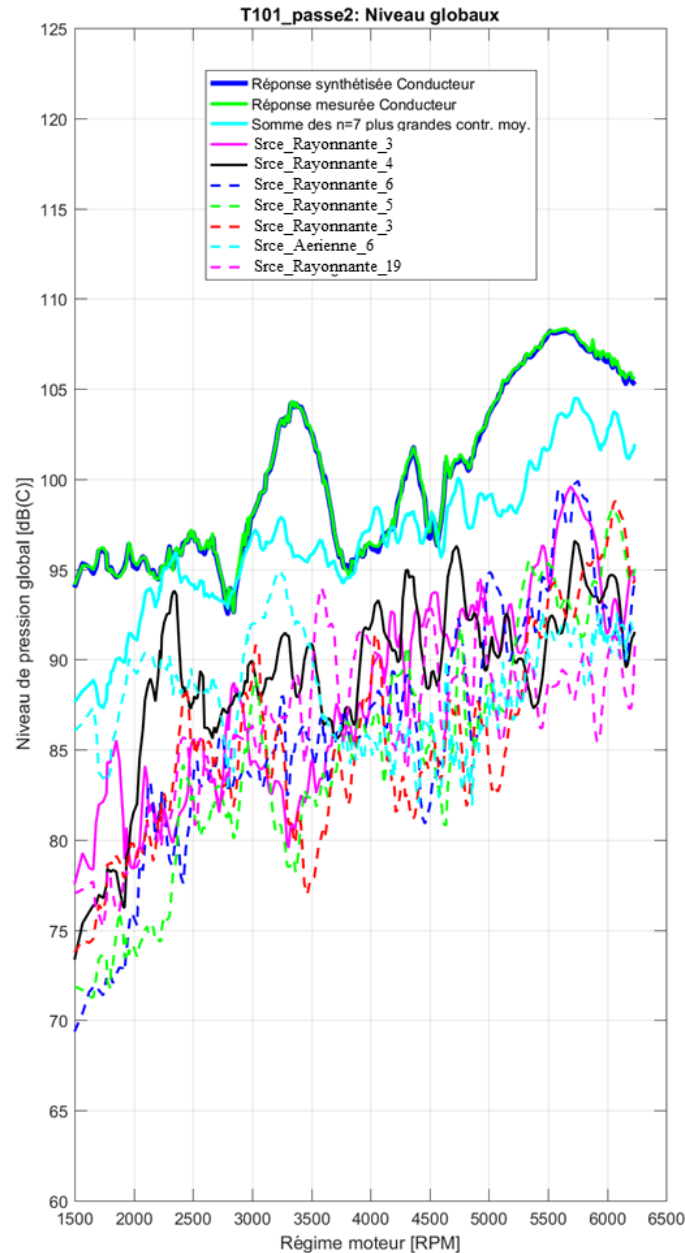


Figure 5.20 Sept plus grandes contributions pour le véhicule ayant les solutions implantées pour la configuration 4x4, cabine fermée et pneus de type automobile, moyenne des niveaux globaux sur tous les régimes.

On remarque que six des sept contributions moyennes sont les mêmes que celles identifiées lors de l'analyse du véhicule original, tel que décrit au chapitre 4. L'explication de leurs niveaux élevés de contribution au conducteur a été donnée à la section 5.2. Tel que mentionné à cette section, les niveaux élevés sont souvent attribuables à l'augmentation de la contribution de l'ordre moteur 1 et 2 au niveau global. Lors de l'écoute comparative de chaque indicateur de sources parmi les six premiers identifiés, il est de l'avis de l'auteur et de d'autres personnes expérimentées dans le domaine vibro-acoustique que les améliorations apportées, notamment aux déflecteurs de chaleur, représentent une réduction significative du niveau sonore perçu ainsi qu'une amélioration de la qualité sonore car ils sont plus « agréables » à entendre en version améliorée du fait, entre autres, de la grande atténuation des hautes fréquences et ce, même si le niveau global pondéré C est plus élevé. L'indice $\overline{C_{q,j}}$ basé sur la pondération C, proposé à la section 3.4 pour hiérarchiser la contribution des sources pourrait donc être amélioré, afin que la méthode OTPA puisse être utilisée encore plus efficacement comme outil de diagnostic. Il est d'avis de l'auteur qu'un indice ayant une pondération adaptée à la « qualité sonore » représenterait une amélioration afin de hiérarchiser la contribution des sources puisque les contributions combinant des niveaux élevés et ayant une mauvaise perception sonore pourraient être traitées d'abord. Le développement d'un tel indice doit être abordé dans le cadre du projet dXBel.

CHAPITRE 6

Conclusion

Lors de cette recherche, une méthode systématique permettant d'identifier et de hiérarchiser les sources sonores d'un véhicule récréatif pour son opérateur a été investiguée soit la méthode d'analyse des chemins de transfert en condition opérationnelle (OTPA). Cette méthode a le principal avantage d'être rapide de mise en oeuvre puisque les fonctions de transmissibilité, à partir desquelles sont calculées les contributions de chacune des sources, s'établissent à partir des données recueillies en conditions d'opération normale du véhicule. Comparativement à la méthode dite du « masquage », la méthode investiguée est beaucoup moins intrusive puisqu'elle ne modifie pas de façon significative la masse et les performances du véhicule.

La méthode a été appliquée et elle a permis une première identification et hiérarchisation des sources et chemins de transfert dominants du véhicule original selon un critère proposé de moyenne du niveau global des contributions sur tous les régimes d'opération. Ce critère repose sur la pondération C des niveaux sonores mesurés, considérant l'amplitude élevée des niveaux enregistrés.

Des solutions basées sur les règles de l'art du domaine de la vibro-acoustique ont ensuite été appliquées sur ces sources et chemins de transfert dominants. L'augmentation de la perte par transmission de l'ensemble des parois A, B, H et K, l'ajout d'amortissement sur des surfaces rayonnantes, l'ajout d'absorption acoustique en dessous de la benne et la diminution du rayonnement des parois C, D, E et F et de la paroi G étant les principales modifications apportées.

Une validation expérimentale sur les composants individuels a été accomplie afin de quantifier le niveau d'amélioration. Des mesures de fonctions de réponse en fréquence de mobilité et une analyse modale ont été réalisées sur les parois A, B, H et K. Des mesures de rapport de puissance acoustique rayonnée sur la puissance mécanique injectée ont été effectuées en chambre réverbérante sur la paroi G et sur la paroi F.

La validation de ces composants modifiés et installés sur le véhicule a permis de réduire de façon majeure le niveau sonore perçu pour le conducteur et le passager du véhicule en plus d'augmenter la qualité sonore subjective. La justesse de la hiérarchisation des sources et chemins de transfert est donc adéquate puisque parmi un nombre important de contri-

butions et de chemins de transfert, seulement quelques-uns ont été améliorés et ont permis d'abaisser jusqu'à 7.5 dB(C) le niveau sonore global au conducteur selon le régime moteur considéré. La même méthodologie, appliquée au véhicule ayant les solutions implantées, a permis de confirmer la diminution importante du contenu fréquentiel en moyenne et haute fréquences des contributeurs identifiés lors de mesures sur le véhicule original. Les objectifs initiaux de cette recherche, tels que définis au chapitre 1, à savoir l'utilisation d'une méthode systématique pouvant être appliquée pour hiérarchiser les diverses sources sonores d'un véhicule et l'utilisation de cette méthode pour valider l'efficacité des solutions proposées sont donc atteints.

Cependant, le niveau global de ces contributions n'a pas toujours diminué, notamment par une augmentation du niveau selon les ordres moteur 1 et 2. Cette hausse de niveau n'est toutefois pas perceptible pour l'utilisateur et soulève la question de la justesse de l'utilisation de la pondération C lors du calcul des niveaux sonores pour refléter la perception du conducteur.

Un indice amélioré, tenant compte non seulement du niveau sonore mais aussi de la perception « de qualité sonore » sur lequel la hiérarchisation des sources devrait reposer, doit être développé. Le volet qualité sonore du projet dXBel, pourrait influencer la sélection d'un tel critère.

La hiérarchisation des sources issue de la méthode OTPA proposée pourrait aussi être comparée avec celle de la méthode TPA afin d'illustrer, entre autres, que les sources dominantes sont les mêmes et aussi confirmer que des sources ou chemins de transferts importants n'ont pas été omis.

Une autre perspective intéressante serait de créer un outil logiciel permettant l'écoute de la contribution de chacune des sources calculées au moyen de la méthode OTPA. Cet outil pourrait être utile afin de démontrer la différence entre deux configurations mesurées.

Finalement, la méthode développée au cours de cette recherche est une méthode de diagnostic qui requiert la matérialisation d'un véhicule pour effectuer les mesures opérationnelles. Or cette matérialisation se produit vers la fin du processus du développement, là où d'importants investissements de temps, de ressources humaines et financières ont été réalisés. Il serait donc intéressant de développer une méthode d'identification et de hiérarchisation de sources pouvant être appliquée à l'étape de conception du véhicule, ceci afin d'influencer les choix de concepts à différentes échelles, allant de l'architecture du véhicule jusqu'aux détails des composants, avant que cette conception ne se fige et avant que les investissements importants pour la mise en marché du véhicule ne soient réalisés.

LISTE DES RÉFÉRENCES

- [1] Arsic, D ; Bock, F. et Becker, S. (2016). An Integrated R&D Approach for Exterior Noise Development applying Contribution Analysis and Response Modification Analysis. Dans *Inter-Noise*, Hamburg, Germany, p. 5267 – 5275.
- [2] ASTM (2010). *E756-05 Standard Test Method for Measuring Vibration-Damping Properties of Materials*. ASTM, 14 p.
- [3] ASTM (2012). *E1050-12 Standard Test Method for Impedance and Absorption of Acoustical Materials Using a Tube, Two Microphones and a Digital Frequency Analysis System*. ASTM, 12 p.
- [4] Ballesteros, J. A., Fernández, M. D. et Ballesteros, M. J. (2014). Using selective intensity and a HATS to evaluate noise sources in a car working at idle. *Applied Acoustics*, volume 76, p. 1 – 13.
- [5] Bies, D. et Hansen, C. (2013). *Engineering Noise Control, Theory and Practice, 4th Edition*. Taylor and Francis, 747 p.
- [6] BRP (2017). BRP Can-Am Hors-Route 2017. Dans BRP, *BRP Can-Am Hors-Route*. <http://www.brp.ca/horsroute/vehicules.html> (page consultée le 2017-02-03).
- [7] de Klerk, D. et Ossipov, A. (2010). Operational Transfer Path Analysis : Theory, Guidelines and tire noise application. *Mechanical Systems and Signal Processing*, volume 24, numéro 7, p. 1950 – 1962.
- [8] deKlerk, D., Lohrmann, M., Quickert, M. et Foken, W. (2009). Application of Operational Transfer Path Analysis on a classic car. Dans *NAG/DAGA 2009, International Conference on Acoustics. Proceedings. Vol.2*. NAG/DAGA 2009, p. 776 – 779.
- [9] Delany, M. et Bazley, E. (1969/03/). Acoustical properties of fibrous absorbent materials. *Applied Acoustics*, volume 3, numéro 2, p. 105 – 121.
- [10] Diez-Ibarbia, A., Battarra, M., Palenzuela, J., Cervantes, G., Walsh, S., la Cruz, M. D., Theodossiades, S. et Gagliardini, L. (2017). Comparison between transfer path analysis methods on an electric vehicle. *Applied Acoustics*, volume 118, p. 83 – 101.
- [11] Fahy, F. J. (2003). Some applications of the reciprocity principle in experimental vibroacoustics. *Acoustical Physics*, volume 49, numéro 2, p. 217 – 229.
- [12] Gerbert, G. (1999). *Traction belt mechanics*. Chalmers, 823 p.
- [13] Grosso, A. et Lohrmann, M. (2016). Operational transfer path analysis : Interpretation and understanding of the measurement results using response modification analysis. Dans *SAE Technical Paper*. Paper 2016-01-1823. SAE International.

-
- [14] Jeong-Guon, I., Hoi-Jeon, K., Seong-Hyun, L. et Shinoda, K. (2009). Prediction of intake noise of an automotive engine in run-up condition. *Applied Acoustics*, , numéro 70, p. 347 – 355.
- [15] Leclère, Q., Pezerat, C., Laulagnet, B. et Polac, L. (2005). Indirect measurement of main bearing loads in an operating diesel engine. *Journal of Sound and Vibration*, volume 286, numéro 1-2, p. 341 – 361.
- [16] Lesueur, C. (1988). *Rayonnement Acoustique des Structures*. Eyrolles, 592 p.
- [17] Mecanum (2017). *Nova User's Guide, Version 2017*. www.mecanum.com.
- [18] Moschioni, G., Saggin, B. et Tarabini, M. (2007). Sound source identification using coherence- and intensity-based methods. *IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement*, volume 56, numéro 6, p. 2478 – 2485.
- [19] N.B. Roozen, Q. L. et Sandier, C. (2012). Operational transfer path analysis applied to a small gearbox test set-up. Dans *Proceedings of the Acoustics 2012 Nantes Conference*. Société Française d'Acoustique, p. 3467 — 3473.
- [20] Nelson, P. et Yoon, S. (2000). Estimation of acoustic source strength by inverse method : Part i, conditionning of the inverse problem. *Journal of Sound and Vibration*, volume 233, numéro 4, p. 639 – 664.
- [21] Oktav, A., Çetin Yılmaz et Anlaş, G. (2017). Transfer path analysis : Current practice, trade-offs and consideration of damping. *Mechanical Systems and Signal Processing*, volume 85, p. 760 – 772.
- [22] Rhazi, D. et Atalla, N. (2010). A simple method to account for size effects in the transfer matrix method. *The Journal of the Acoustical Society of America*, volume 127, numéro 2, p. 30 – 36.
- [23] Résisto (2017). Membrane d'Étanchéité tout usage. Dans Résisto, *Résisto*. <http://www.resisto.ca/wp-content/uploads/2014/05/FP-MEMBRANE-TOUT-USAGE-FR-1.pdf> (page consultée le 2017-07-27).
- [24] Schroeder, M. (1996). The “Schroeder Frequency” revisited. *The Journal of the Acoustical Society of America*, volume 99, numéro 5, p. 3240 – 3241.
- [25] Schuhmacher, A. et Dirks, G. (2009). *Use of Volume Velocity Sound Sources in the Measurement of Acoustic Frequency Response Functions*, volume 1-2009. Brüel&Kjaer.
- [26] Siller (2012). Localisation of sound sources on aircraft in flight. Dans *Proceedings on CD of the 4th Berlin Beamforming Conference, 22-23 February 2012*, Berlin.
- [27] Sitter, G. D., Devriendt, C., Guillaume, P. et Pruyt, E. (2010). Operational transfer path analysis. *Mechanical Systems and Signal Processing*, volume 24, numéro 2, p. 416 – 431.
-

-
- [28] St-Gobain (2017). U SeaProtect Roll. Dans St-Gobain, I., *Isover St-Gobain*. http://www.isover-technical-insulation.com/sites/isover-ti.com/files/assets/documents/isover-pds-marine-int-eng-u_seaprotect_roll-2015-08-25.pdf (page consultée le 2017-07-26).
- [29] van der Seijs, M. V., de Klerk, D. et Rixen, D. J. (2016). General framework for transfer path analysis : History, theory and classification of techniques. *Mechanical Systems and Signal Processing*, volume 68–69, p. 217 – 244.
-

